Verfahren zur Ermittlung des zeitlichen Verlaufs von Einspritzung und Zündung am raschlaufenden Dieselmotor.

Von der Technischen Hochschule zu Breslau

zur

Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte

Dissertation.

Vorgelegt von

Dipl. Ing. Hans Herbert Neumann

aus Kiel.

Referent: Prof. Dr. Ing. Baer Korreferent: Prof. Erhardt

Tag der mündlichen Prüfung: 21. 6. 1934

R. UNIV.
BIBLIOTHEEK
LEIDEN

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41545806_0034

*328P43

Vorwort des Verfassers:

Die im folgenden mitgeteilten Untersuchungen sind in der Zeit von Januar 1932 bis Mai 1933 im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Breslau angestellt worden. Es ist mir eine angenehme Pflicht, Herrn Professor Dr.-Ing. B a e r ergebenst dafür zu danken, dass er in freundlichem Entgegenkommen die Einrichtung und Mittel des Instituts zur Verfügung stellte, um die Durchführung der Versuche zu ermöglichen. Ich danke vor allem für das Vertrauen und die wohlwollende Förderung, die er meiner Arbeit jederzeit entgegenbrachte.-

Breslau, den 1. November 1933.

Inhaltsübersicht.

	Seite
Einleitung: Zweck der Untersuchungen	3
I. Entwicklung des Versuchsverfahrens.	
a) Zeitpunktsbestimmung für	
1. Zündung	4-5
2. Brennstoffeinspritzung	5-6
3. Förderhub der Brennstoffpumpe	6
b) Einwandfreies Indizieren mit dem Stabfederindikator	6-7
c) Höchstdruckmessung in der Brennstoffleitung	7-8
II. Prüfung der Messmethoden und Instrumente	8-10
III. Anwendung des Messverfahrens:	
a) Versuchsstand	10-11
b) Versuchsdurchführung	11-12
IV. Besprechung der Versuchsergebnisse:	
a) Indiziererfahrung und -ergebnisse	13-18
b) Zündverzug	18-19
c) Einspritzvorgang	19-21
V. Zusammenfassung	21
VI. Tafeln der Versuchswerte	22-30
VII. Abbildungen	Anhang

Zweck der Untersuchungen.

Für die wissenschaftliche Forschung am Dieselmotor sind in den letzten Jahren eine Reihe von Verfahren entwickelt worden, die weitgehend Einblick in die innermotorischen Vorgänge gestatten. Zur Ermittlung der bei Schnellläufern äusserst kurzzeitigen Druck- und Temperaturschwankungen dienen in erster Linie oszillographische Aufnahmeverfahren, die der Forderung nach verzerrungsfreier Aufzeichnung praktisch Genüge leisten. Die Anwendung des Oszillographen ist jedoch mit erheblichen Kosten verbunden und erfordert besteingerichtete Prüfstände. Die Forschung auf diesem Gebiet bleibt daher vornehmlich Laboratoriumsarbeit an wenigen Maschinen, obwohl sie der Ergänzung aus der Praxis durch Versuche an Maschinen aller Arten und Grössen bedarf. Zweck der vorliegenden Arbeit ist, ein Verfahren aufzuzeigen, das eine solche praktisch trägheitslose Bestimmung der Zünd-, Einspritz- und Pumpzeiten, sowie der entsprechenden Drücke am raschlaufenden kleinen Dieselmotor gestattet, ohne teuer im Aufbau und empfindlich in der Bedienung zu sein. Diesen Forderungen wird das angewandte Verfahren gerecht, da es mit einfachen Vorrichtungen und Instrumenten arbeitet, die in der Praxis unter den gebräuchlichen Betriebs- und Prüfgeräten zu finden sind.

I. Entwicklung des Versuchsverfahrens.

a) Bestimmung von Zünd-, Einspritz- und Pumpzeiten.

1. Die Anwendung des Indikators zur Zündpunktsbestimmung war naheliegend und ist aus den Arbeiten von Hartner-Seberich [1], Ritz [2] und Klüsener [3] bekannt. Die Definition des Zündverzuges als Zeit von Beginn des Anhebens der Düsennadel bis zum Beginn der aus dem um 90° versetzten Diagramm eines Stabfederindikators ersichtlichen Druckssteigerung ist beibehalten worden. Dieser Zeitpunkt musste allerdings mit grösster Genauigkeit aus dem Diagramm erhalten werden. Es war also erforderlich, jeden Diagrammpunkt der jeweils zugehörigen Kurbelstellung fehlerlos zuordnen zu können. Die dafür entworfene Messeinrichtung besteht im wesentlichen aus verschiebbaren Kontakten am Schwungrad der Maschine und an der Trommel des Indikators, die bei gleichzeitigem Schluss einen Kopfhörer von 200 Ω durch eine 30 V Batterie zum Ansprechen bringen.

Auf dem Schwungradkreuz von 510 mm Ø wurde ein in eine isolierende Anlauffläche eingelassener Kontaktstreifen von 1 mm Berührungsbreite angebracht und mit der Maschinenmasse als einem Teil des Stromkreises verbunden. Vor dem Schwungrad befindet sich an einem um die Maschinenachse schwenkbaren Hebel die kontaktgebende Feder, die bei jeder Maschinendrehung auf die Isolierfläche aufläuft und mit Kontaktstreifen sicheren Gleitschutz gibt (Abb. 1). Der Hebel ist während des Betriebes leicht verschiebbar und haftet selbsthemmend in der gewünschten Lage. Seine jeweilige Einstellung ist auf einer Scheibe mit Gradeinteilung (360°) ablesbar. Die Skala ist derart festgelegt, dass bei gleicher Gradstellung von Hebel und Maschinenwelle der Kontakt in seiner Mittellage geschlossen ist (0° = OT).

Die Indikatortrommel ist ähnlich mit einem federnden Platinkontakt versehen, der in einem drehbaren Isolierring von 30,5 mm InnenØ gleitet (Abb. 2). In diesen ist als Kontaktstreifen ein 0,2 mm breites Platinblech eingelassen. Die Stellung des Kontaktes wird wie beim Schwungradkontakt auf einer Gradeinteilung abgelesen, die sich auf dem Umfang des Isolierringes befindet. 100 Teilstriche mit Nonius gestatten genaue Ablesung bis zu 1/2000 des Umfangs. Der Ring ist wie der Hebel vor dem Schwungrad leicht drehbar und selbsthemmend.

Abb. 2 zeigt weiter, wie ohne grundlegende Änderung des Indikators durch ein Zusatzgerät das Abhören der Trommelstellung ermöglicht wird. Das zusätzliche Gewicht der Kontaktfeder am Trommelrand ist mit 149 mg gering gehalten. Eine um 30 - 40 % leichtere Ausführung ist jedoch durchaus herstellbar, da die Festigkeitsforderung beim Entwurf überschätzt wurde. Um Fehler durch Kippen und tangentiales Ausweichen des Kontaktes zu vermeiden, erhielt der obere Trommelrand eine Aus-

1). Forschungsarbeiten Heft 299, 1928.
2). Dissertation, Aachen 1932.
3). Forschungsarbeiten Heft 309, 1928.

fräsung von 0,8 mm Breite, in der sich der auf ~ 0,15 Berührungsbreite zugeschärfte Kontakt mit möglichst geringem Spiel nur radial verschieben kann. Eine kleine Blattfeder sorgt für den erforderlichen Kontaktdruck auf der Gleitfläche, der nach Versuchserfahrung nur so gross zu sein braucht, dass bei langsamem Drehen der Trommel gerade noch Schluss erzeugt wird. Andererseits muss die Blattfeder so steif sein, dass der durch die Zentrifugalkraft bei Betrieb vergrösserte Reibungsdruck gering gehalten wird. Die zusätzlichen Massen- und Reibungskräfte sind dann bei den grossen Trommeldrehkräften vernachlässigbar klein.

Zur Ermittlung eines zu einer bestimmten Kurbelstellung gehörigen Diagrammpunktes während des Betriebes wird folgendermassen verfahren. Abb. 3 zeigt das Schaltschema. Der Kontakt am Schwungrad wird beispielsweise auf OT gestellt, d.h. in die Lage gebracht, in der bei OT-Stellung der Maschine der Kontakt in seiner Mittellage geschlossen ist. Der Trommelkontakt wird dann so lange verschoben, bis ein Klopfen im Kopfhörer vernehmbar wird. Infolge der Breite der kontaktgebenden Elemente geschieht das über einen Bereich von ungefähr 1° Trommelwinkel (° Tr.W.). Der Mittelwert aus diesem abgehörten Bereich ist der entsprechende Diagrammpunkt, der nach Stillsetzen des Indikatorantriebes und Einstellen der Trommel auf diesen Mittelwert - wieder mittels Kopfhörer - durch den Schreibstift des Indikators aufgezeichnet wird.

Zum bequemen Auswerten der Diagramme wird eine Gradleiter (Abb. 4) von 10 zu 10° oder gar 5 zu 5° Kurbelwinkel (°K.W.) abgehört und aufgezeichnet. Bei jedem versetzten Betriebsdiagramm wird ausserdem der obere Totpunkt auf die oben gezeigte Weise ermittelt, um das Gleichlaufen von Trommelantrieb und Maschine zu prüfen. Von Zeit zu Zeit wird die Leiter überprüft, da die Schnurdehnungen sich mit dem Altern des Antriebsbandes ändern können; zu mindest ist das für jede neue Indikatorschnur ratsam.

In diesem Zusammenhang sei auch auf einen Aufsatz des Verfassers hingewiesen [4], wo die Anwendung dieses Verfahrens auf die Ermittlung der Antriebs- und Schnurdehnungsfehler bei Indikatoren an Maschinen mit hoher Drehzahl gezeigt wird.

2. Das gleiche Verfahren ermöglicht es, die Zeitpunkte für das Abheben und Aufsetzen der Düsennadel auf das genaueste zu bestimmen. Um alle mechanischen Fehlerquellen auszuschalten, muss die Düsennadel auf ihrem Sitz den elektrischen Stromkreis schliessen und unterbrechen können. Die Düse soll vor allem aber in ihrer Arbeitsweise und den Abmessungen die in der Praxis gebräuchliche Form behalten. Nach langwierigen Versuchen über das geeignete Isoliermaterial und den Umbau wurde als einwandfreie Lösung die Düse nach Abb. 7 konstruiert. Die Isolierung wurde in Fiber ausgeführt, das am besten den vielseitigen Anforderungen hinsichtlich der Beständigkeit gegen Oel und höhere Temperaturen und der Festigkeit bei hohen Drücken entspricht. Düsenplatte und Nadelführung wurden statt in einem in zwei Teilen hergestellt, Nadelführung und Federteller isoliert. Beim Zusammensetzen muss unbedingt darauf geachtet werden, dass Nadelsitz und Düsenbohrung zentrisch zueinander liegen, wofür zweckmäs-

4). Automobiltechnische Zeitschrift, Heft 17, 1933.
Genaues Arbeiten mit dem Stabfederindikator bei hohen Drehzahlen.

sig ein Passtift zu verwenden ist, der statt der Nadel eingeführt wird. Bei den Vorversuchen wurde nämlich festgestellt, dass bei nicht zentrischem Sitz eine schwache Drehung der Nadel genügt, um Undichtigkeit hervorzurufen, da sich an der ebenen Nadelfläche über der Bohrung schon nach kurzer Betriebsdauer eine dünne Schicht von Ölrückständen bildet.

Nach Abb. 5 ist die Düse in den Telefonstromkreis eingefügt. Die Kontakte sind demnach in Reihe geschaltet. Der Schwungradkontakt schliesst je Umdrehung für die Zeit seiner Schleifbreite den Stromkreis. Sitzt die Nadel in der gleichen Zeit auf, so spricht das Telefon an. Jedes geringste Anheben der Düsennadel unterbricht jedoch den Stromkreis an dieser zweiten Stelle. Der Einspritzbereich ist also bei Verschieben des Hebelkontaktes am Schwungrad umfang (Drehen des Hebels) durch den Kopfhörer feststellbar. Die Merkzeichen sind dann: bei geschlossener Düse hört man beim 2- und 4-Takt-Motor ein Klopfen in der Frequenz n, im Kurbelwinkelbereich der Einspritzung bei 2-Takt nichts und bei 4-Takt ein Klopfen in der Frequenz $\frac{n}{2}$.

Jede Nadeldüse wird sich in der oben gezeigten Weise ohne grosse bauliche Veränderungen bei gleichbleibender Wirkungsweise ausführen lassen. Der Einspritzbeginn bei offener Düse wäre durch einen Membran-Kontakt dicht vor der Düsenbohrung bestimmbar, der den Stromkreis öffnet (bezw. schliesst) bei Erreichen eines Brennstoffdruckes, der dem Kompressionsdruck der Maschine im Augenblick des Einspritzbeginns entspricht.

3. Zum Abhören des Pumpbeginns ist vor dem Nockenschwinghebel, der den Pumpenkolben betätigt, ein Fühlkontakt (Abb. 6 und 8) angebracht, der in der Ruhelage geschlossen ist. Der Fühlstift berührt den Schwinghebel ohne Spiel, sodass der Stromkreis bei dem geringsten Hub geöffnet wird. Nach dem Schaltbild (Abb. 6) ist dann ersichtlich, dass der Schwungradkontakt wie vorher je Umdrehung einmal den Stromkreis schliesst und damit, solange der Fühlkontakt ebenfalls geschlossen ist, den Kopfhörer ansprechen lässt. Nichtarbeiten der Pumpe äussert sich also in der gleichen Weise wie bei der Düse. Wird der Kontakthebel in den Förderbereich der Pumpe verschoben, so wird mit Beginn des Förderhubes das Telefon bei einer 2-Takt-Maschine nicht, bei 4-Takt in der Frequenz $\frac{n}{2}$ klopfen.
Auch das Förderende lässt sich bei der hier untersuchten Deutzer Schrägnockenpumpe bestimmen, indem der Fühlkontakt durch eine feingängige Schraube so weit zurückgezogen wird, bis bei gleichzeitigem Verschieben des Kontakthebels wieder die volle Frequenz abgehört wird, der Pumpenkontakt also für den Förderhub gerade noch geschlossen bleibt.

b) Einwandfreies Indizieren bei hohen Drehzahlen.

Der Indikator wurde mit grösster Sorgfalt angebaut, um an ihn hohe Anforderungen stellen zu können. Kurze und gerade Bohrungen von 8 mm Ø ermöglichten ungedrosselte Diagramme. Die Achse des Indikatorzylinders lag senkrecht zum Maschinenzylinder, um dessen Schwingungen nicht diagrammverzeichnend wirken zu lassen. Die Antriebsmaschine war durch Zahnräder mit der Maschinenachse gekuppelt. Das

Antriebsband war so kurz wie möglich gehalten: 200 mm Stahlband (8 x 0,05 mm) und 126 mm (gestreckte Länge) Schnur mit Stahldrahteinlage.

Der Leistungsabfall durch das Zuschalten des kalten, schädlichen Indikatorraumes zum Kompressionsraum im Augenblick des Indizierens wurde folgendermassen vermieden: Der Indikatorhahn wurde als Dreiweghahn ausgeführt und das Hahngehäuse erhielt eine seitliche Bohrung, an die ein Ausgleichgefäss anschliesst (Abb. 9). Der Ausgleich wurde so bemessen, dass der schädliche Raum in beiden Hahnstellungen gleich gross war. Der beim Indizieren vom Indikatorkolben freigegebene Raum wurde dabei bis zum Kompressionsenddruck berücksichtigt. Der schädliche Raum des Indikators war so in den Kompressionsraum mit einbezogen. Der Hahn musste dabei natürlich wassergekühlt werden und zwar erhielt das Hahnküken Durchflusskühlung. Es wurde mit einem Gemisch von Heissdampffett und Graphitpulver geschmiert. Auch bei stundenlangem Betriebe mit vollbelasteter Maschine blieb der Hahn leicht drehbar und absolut dicht.

In Abb. 10 ist gezeigt, wie dieses Ausgleichsverfahren bei dem hier untersuchten kleinen Deutzer Vorkammerdiesel auch zum vergleichsweisen Indizieren von Vorkammer und Zylinder anzuwenden war. Bei Benutzung einer 80 kg Stabfeder betrug der schädliche Raum des Indikators 4,6cm^3 einschliesslich der Bohrung zum Indizierten Raum bei einem Kompressionsdruck von 35 atü. Ausgleichs- und Indikatorraum waren in den Kompressionsraum einzubeziehen. Der Zylinderkompressionsraum wurde also durch eine entsprechend dünnere Kopfdichtung um $\sim$ 4,6cm^3 vermindert und der Raum der Vorkammer um den gleichen Betrag verringert, indem ihr Innendurchmesser herabgesetzt wurde. Damit musste allerdings in Kauf genommen werden, dass die neue Vorkammer eine grössere Wanddicke erhielt, weil es wertvoll erschien, den Ringspalt zwischen Kammer und Zylinderkopf gleich dem des normalen Motors und ebenso die alte Spritzlänge der Düse beizubehalten. Der zusätzliche Inhalt des Ausgleichs und Indikators darf bei der kurzen und geraden Bohrung von 8 mm Ø als Kompressionsraum voll in Anrechnung gebracht werden.

Gleich lange Stichbohrungen nach Zylinder und Vorkammer und gleiche Entfernung ihrer Mündungen von der Überströmöffnung der Vorkammer nach dem Zylinder sollten die zeitlichen Anzeigefehler des Indikators in Bezug auf diese Drosselstelle zwischen Kammer- und Zylinderkompressionsraum etwa ausgleichen. Die Bohrung für den Glimmpapierhalter liess sich sehr bequem als Indikatoranschluss nach der Vorkammer benutzen. Inwieweit die leicht abgeänderte Form der Verdichtungsräume von Einfluss auf die Arbeitsweise des Motors ist, soll später betrachtet werden.

c) Höchstdruckmessung.

Von besonderem Interesse ist die dauernde Beobachtung des Leitungsdruckes (Pumpenhöchstdruck, Einspritzhöchstdruck), die sich mit den handelsüblichen Röhrenfedermanometern aufs einfachste bewerkstelligen lässt. Nach Abb. 11 wurden diese über ein Kugelrückschlagventil möglichst kurz an die Druckleitung angeschlossen. Die Kugel mit zylindrischem Führungsschaft wurde von einer Spiralfeder mit 109 g Vorspannung (aus Versuchen bestimmte günstige Vorspannung) auf ihrem Sitz gehalten.

Sie wurde so lange mit Polierrot eingeschliffen, bis nach Aufpumpen und folgendem Entlasten der Druckleitung der Manometerdruck nur langsam abfiel. Im Betrieb zeigt sich dann, dass das Manometer bei den ersten Pumpstössen bis auf den durch den Abspritzdruck der Düse bedingten Höchstdruck gespannt wird, um dann bei der raschen Folge des Einspritzens darin zu verharren. Wird der Einspritzdruck durch Entlasten der Düsenfeder herabgesetzt, so folgt das Manometer infolge der geringen Lässigkeit des Kugelventiles langsam nach. So zeigt das Manometer auch die durch die Reglertätigkeit auftretenden Betriebsschwankungen oder plötzliche Druckänderungen durch Undichtwerden der Leitung und unregelmässiges Arbeiten der Düse an.

Bei seinem Anbau muss vor allem darauf geachtet werden, dass sich die Rüttelbewegungen von Maschine und Fundament nicht auf das Manometer übertragen können. Bei den Versuchen wurde die Eigenschwingungszahl durch grosse Massen (Bild 13 und 14) so herabgesetzt, dass die Maschinenschwingungen ohne Einfluss blieben. Aus der Arbeitsweise dieser Höchstdruckmessung darf gefolgert werden, dass die nötige Verlängerung der Leitung lediglich einen grösseren Einspritzverzug bedingt, nicht jedoch einen Unsicherheitsfaktor für den Einspritzvorgang darstellt.

II. Prüfung der Messmethoden und der Instrumente.

a) Die Genauigkeit für die Messung des Zündverzuges ist allein von der Trägheit des Indikators abhängig. Den tatsächlichen Beginn des Druckanstieges infolge der einsetzenden Verbrennung rechnerisch zu erfassen und damit die Trägheitsfelder des Indikators auszuschliessen wurde nicht versucht, da die zu treffenden Annahmen und Messungen das Ergebnis ebensogut fälschen wie bessern können. Hauptsächliche Beachtung wurde den möglichen Fehlerquellen geschenkt. Der Kolben wurde sauber gehalten, die Gelenke arbeiteten mit geringstem Spiel, das Diagramm wurde mit leichtestem Anpressdruck und feiner Spitze gezeichnet. Die Reibung des Zeichenstiftes ist dabei wahrscheinlich äusserst klein, da die Trommel bei versetztem Diagramm für die Totpunkte der Maschine - in deren Nähe das möglichst trägheitslose Aufzeichnen des Indikators erwünscht ist - die grösste Drehgeschwindigkeit hat.

Die Berührungszeit des Kontaktes am Umfang des Schwungrades beträgt $\sim$ 0,26° K.W., am Indikator $\sim$ 1° Tr.W. bei Berücksichtigung der Schleifbreite der Federn. Auf das Diagramm bezogen erstreckt sich dieser "Abhörbereich" über $\sim$ 1,0° Tr.W. in den Totlagen des Indikatorantriebes bis 1,4° Tr.W. bei der grössten Trommelgeschwindigkeit. Diese rechnerisch ermittelten Werte wurden durch die Versuche bestätigt und somit das einwandfreie Arbeiten erwiesen. Da für die Auswertung der Diagramme die Mittelwerte aus den aufgezeichneten Grenzen des Hörbereiches verwertet werden, so ist die Zeitpunktbestimmung praktisch trägheitslos.

Der zeitliche Grösstfehler dieser Messmethode lässt sich allenfalls indirekt ermitteln. Bei ihrer Anwendung auf die Schnurdehnungsmessungen (Abb. 12) (Aufsatz des Verfassers in der A.T.Z., a.a.O.)

ergibt sich, dass die Versuchswerte um höchstens 0,4° K.W. - bezogen auf die Drehung der Maschinenwelle - (entsprechend 0,05° Tr.W. bei 5° K.W. nach dem oberen Totpunkt des Trommelantriebes) aus der Kurve herausfallen, wobei nicht untersucht ist, ob die Werte infolge einer evtl. Oberschwingung der Wirklichkeit noch näher kommen. Die grössere Diagrammverzeichnung ist naturgemäss in dem Bereich der grössten Trommeldrehgeschwindigkeit zu suchen und liegt mit 0,25° Tr.W. - entsprechend 0,066 mm Diagrammweg - innerhalb der Ablesegenauigkeit.

Über den zur Messung des Zündverzuges in Frage kommenden Bereich und darüber hinaus (von 30° vor bis 70° nach OT im versetzten Diagramm) beträgt der grösste indirekt ermittelte "Fehler" aus diesem Beispiel von vier Versuchsreihen 0,17° K.W. bei 40° K.W. nach OT. für n = 1400 U/min, d.h. die Messgenauigkeit beträgt $2{,}0 \times 10^{-5}$ s. Im ungünstigsten Fall - der geringste gemessene Zündverzug ist $1{,}7 \times 10^{-3}$ s - ergibt sich also der Grösstfehler zu 1,2 %. In der Nähe von OT sind die Messungen selbstverständlich am genauesten. Eine Verfeinerung dieser Messung anzustreben erscheint unnötig, da die Versuche ergeben haben, dass der Zündbeginn bei konstanten Versuchsbedingungen Schwankungen zeigt, die erheblich über die möglichen Messfehler hinausgehen.

Die Zeitpunkte des Abhebens und Aufsetzens der Nadel (Bei der Pumpe entsprechend Anfang und Ende des Förderhubes) werden um den Betrag der halben Schleifbreite des Kontaktes = 0,13°K.W. zu spät bezw. zu früh abgehört. Dieser Fehler kann schon beim Abhören durch zwei Nullpunkte für Öffnen und Schliessen beseitigt werden. Es ist konstruktiv auch durchaus möglich, die Kontaktbreite zu vermindern bei eventueller Erhöhung der Batteriespannung, damit ein sicheres Abhören gewährleistet bleibt. Eine praktische Grenze ist hier durch den Maximalstrom gegeben, den das Telefon bei längerem Stromdurchgang (bei niederer Drehzahl, evtl. Stillstand und Dauerstrom) vertragen kann. Die Gefahr der Funkenbildung ist dabei ebenso zu berücksichtigen. Voraussetzung für eine einwandfreie Arbeitsweise der Methode sind saubere Kontakte. Die kontaktgebenden Elemente müssen aufeinander gleiten und dürfen nicht springen.

Bei den Versuchen liess sich so jedes geringste "Stottern" und Nachöffnen der Nadel feststellen. Der Übergang der Klopfzahl von halber zu voller Frequenz konnte auch bei lärmendem Betriebe in der Maschinenhalle sicher und scharf begrenzt abgehört werden.

b) Folgende Versuche geben Aufschluss über die Wirkung des Ausgleichsraumes beim Indizieren.

Der Brennstoffverbrauch der Maschine im fabrikfertigen Zustand (die Bohrungen zum Indikatoranschluss waren dichtgesetzt) wurde gemessen, dann der Indikator mit Ausgleich am Zylinder angebracht, wobei die Dichtung zwischen Kopf und Zylinder entsprechend geschwächt wurde, um das Kompressionsverhältnis beizubehalten. Der mittlere Brennstoffverbauch blieb derselbe, das Umschalten des Hahnes auf Indizierstellung änderte daran nichts. Auch nach dem weiteren Umbau (Abb. 10) zeigte die Maschine beim Indizieren der Vorkammer keine Verschlechterung von Be, obwohl der eigentliche Vorkammerraum bei den geringen Abmessungen der Maschine um 25,6 % verringert werden musste, um das Kompressionsverhältnis des Teilraumes zum Zylinderraum zu wahren.

Bei diesen Versuchen wurde die Antriebsleistung des Indikators nicht berücksichtigt, da die Vorrichtung auch bei Nichtindizieren mitlief.

c) Die zur Höchstdruckmessung benutzten Manometer wurden während der Versuche mehrfach mit einem Doppelzeiger-Kontrollmanometer verglichen und die Anzeigefehler, die infolge der hohen mechanischen Beanspruchung der Instrumente leichten Schwankungen unterworfen waren, gleich berücksichtigt. Eine vergleichsweise Bestimmung des Leitungsdruckes durch diese Manometer und den Stabfederindikator gab folgendes Bild (Abb. 16). Die Manometer zeigten einen durch das federbelastete Rückschlagventil bedingten zu geringen Druck. Die Differenz ergab unabhängig vom Pumpdruck und über den Bereich vom Stillstand der Maschine (langsames Pumpen von Hand) bis n = 1500 U/Min den gleichen Wert. Der Hub des Kugelventiles wird demnach derart minimal sein, dass selbst bei hohen Drehzahlen die Beschleunigungskraft für die Kugel nur Abweichungen innerhalb der Messgenauigkeit ergibt. Zum Konstanthalten des Druckes wird eine so geringe Brennstoffmenge durchströmen, dass der Manometeranschluss praktisch als dicht angesehen werden kann. Diese Höchstdruckbestimmung stellt daher - wie schon weiter oben gesagt - keinen Unsicherheitsfaktor für den Einspritzvorgang dar. Dafür ist ein weiterer Beweis, dass das Öffnen der Düsennadel mit oder ohne Manometer mit der gleichen Sicherheit erfolgte. Der abgehörte Einspritzbeginn schwankte bei normalem Betrieb in keinem Fall über einen grösseren Bereich als $0{,}4^{\circ}$ K.W.

III. Anwendung des Messverfahrens.

a) Versuchsstand.

Ein Kleindiesel der Deutzer Bauart MAH 611 diente der praktischen Erprobung der Messmethode. Abb. 13 zeigt den Versuchsstand. Der Vorkammer-Motor hat einen liegenden Zylinder und folgende Daten:

Hub s	= 112,3 mm)	v_h = 0,7145 l
Bohrung d	= 90 mm)	
Normaldrehzahl n	= 1400 U/min	
Nennlast N_e	= 5 PS	

Mit dieser Versuchsmaschine war zur Leistungsbestimmung ein Gleichstromgenerator der Type G_6 E.A.G. Saarbrücken (n = 1100/2200 U/min, 20,4 A., 220 V, 5 PS) gekuppelt, dessen Nutzleistung in einem Belastungswiderstand vernichtet wurde. Sein elektrischer Wirkungsgrad war in Abhängigkeit von Drehzahl und Belastung durch Kuppeln mit einem Pendeldynamo ermittelt worden. Die Eichkurven dieser Versuche sind in Abb. 17 zusammengestellt. Mit ihrer Hilfe ergab sich die Kupplungsleistung des Diesels aus der mit Präzisionsinstrumenten abgelesenen elektrischen Nutzleistung.

Der Motor wurde gefahren, wie er ab Werk geliefert war, also mit der Deutzer Schrägnockenpumpe, der geschlossenen Einlochdüse mit ebenem Nadelsitz. Ein mit biegsamer Welle an die Generatorachse ge-

kuppeltes Tachometer gab die Drehzahl des Aggregats an, die während der Versuche mit einem Präzisionstachometer nachgeprüft wurde. Der Stabfederindikator von Maihak, Baujahr 1932, diente der Druckanzeige; er war mit der bekannten Antriebsmaschine und Anhaltevorrichtung angebaut. Den Brennstoffverbrauch ergab die Messung mit geeichten Durchflussgefässen von 100 cm^3 Inhalt, Luft- und Kühlwassertemperatur wurde mit Thermometern, die mittlere Abgastemperatur mit geeichtem Thermoelement unmittelbar hinter dem Auslassventil bestimmt. Die Drehzahlregulierung erfolgte durch Änderung des Reglerfederdruckes, die Regelung des Einspritzdruckes durch entsprechende Vorspannung der Nadelfeder in der Düse. Der Einspritzzeitpunkt liess sich über einen Bereich von 25° K.W. durch Drehen der Exzenterachse des Nockenschwinghebels verschieben. Für Grenzfälle des Spät- oder Früheinspritzens war der Schrägnocken auswechselbar.

Zur Abgasanalyse wurde bei jedem Versuch eine Abgasprobe unter dem Überdruck der Auspuffleitung in Sperrflaschen von 750 cm^3 entnommen, um einen einigermassen verlässlichen Mittelwert aus je zwei Analysen zu erhalten. Die Elementaranalyse des benutzten Gasöls ergab folgende Zusammensetzung:

$$c = 86{,}335\ \%; \qquad h = 12{,}33\ \%.$$

Aus Abb. 13 und 14 ist die Anordnung der Instrumente ohne weiteres ersichtlich. Es sei kurz auf das Wichtigste hingewiesen: 1) umgebaute Düse, 2) Indikator mit Kontaktvorrichtung, 3) Kontakt am Schwungrad, 4) Höchstdruckmanometer.

Abb. 15 zeigt die Anbringung des Indikators mit ausrückbarer Zahnräderkupplung und wassergekühltem Hahnkegel.

b) Durchführung der Versuche.

Es erschien zweckmässig, die Untersuchungen nach folgenden Gesichtspunkten vorzunehmen:

1). bei Normaldrehzahl die Belastung zu ändern und

2). mit konstantem Drehmoment einen möglichst weiten Drehzahlbereich zu durchfahren.

Dabei waren die Zünd- und Einspritzverzüge in Abhängigkeit von Einspritzdruck und -zeitpunkt zu ermitteln. Es ergaben sich 8 Hauptversuchsreihen:

1. Normaldrehzahl, 3/4 Last, 5° Voreinspritzung, Einspritzdr. veränderlich
2. " " 10° " " "
3. " " 15° " " "
4. " 1/1 Last, 10° " " "
5. " " 15° " " "
6. " " 20° " " "
7. Drehmoment, Einspritzdruck u.-zeitpunkt konstant 10° " Drehzahl veränderlich
8. " " 15° " " "

Für die Versuche war das Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 15{,}43$ bei einer Kammergrösse $v_z = 36{,}3$ % vom Gesamtkompressionsraum.

Im Laufe der Vorversuche stellte sich heraus, dass der Hochdruckfilter der Einspritzdüse eine beachtliche Drosselwirkung besitzt. Daher wurden, wie aus Bild 14 zu ersehen ist, zwei Manometer in die Druckleitung eingeschaltet, eines möglichst kurz vor der Abspritzbohrung der Düse und das andere auf halbem Wege von der Pumpe zur Düse.

Die Ausführung der Versuche sei kurz gezeichnet. Das Anlassen der Maschine geschah durch den Generator als Motor. Das Aggregat lief dann ungefähr eine Stunde ein mit der Belastung, bei der die Versuchsreihe vorgenommen werden sollte. Drehzahl, Einspritzdruck und -zeitpunkt, Ölstand und Kühlwassertemperatur wurden dabei auf die gewünschten Werte einreguliert. Sobald die Versuchsbedingungen konstant waren, konnten die Ablesungen erfolgen. Der Brennstoffverbrauch ergab sich aus der Zeit, in der die Maschine 100 cm^3 Gasöl verbrauchte. Während dieser Brennstoffmessung wurden weiter ermittelt: n, N_{el}, t_{abg}, Höchstdrücke in Brennstoffleitung und Düse, Förderbeginn der Pumpe und die Zeitpunkte für das Öffnen und Schliessen der Düsennadel. Eine Abgasprobe und ein um 90^0 versetztes Diagramm des Zylinderdruckes wurden genommen, der Totpunkt im Diagramm bestimmt und nach Stillsetzen des Indikatorantriebes eingezeichnet. Sodann konnte die Maschine neu eingestellt und nach einer kurzen Einlaufzeit der nächste Versuch durchgeführt werden.

Bei den Druckvergleichsmessungen zwischen Vorkammer und Zylinder war für das Vorkammer-diagramm unter gleichen Bedingungen die entsprechende Versuchsreihe zu wiederholen.

Die Diagramme bestanden aus etwa 5 - 10 Umfahrungen. Die Versuchsergebnisse sind in den Tafeln 1 - 8 zusammengestellt.

IV. Besprechung der Versuchsergebnisse.

In einer kurzen Übersicht seien die gewählten Bezeichnungen in Anlehnung an die wichtigsten der auf diesem Gebiet erschienenen Arbeiten zusammengefasst.

v_h = Hubvolumen (cm^3)

v_k = Volumen des Kompressionsraumes (cm^3)

v_z = Volumen der Vorkammer (cm^3)

$\varepsilon_h = 1$

$$\varepsilon_k = \frac{v_k}{v_h}$$

$$\varepsilon_z = \frac{v_z}{v_h}$$

f = Gesamtquerschnitt der Vorkammerbohrungen nach dem Zylinder (cm^2)

w_2 = Überströmgeschwindigkeit (m/s)

G_2 = bei Kompression in die Vorkammer übergeschobenes Luftgewicht (g)

p_1 = Druck im Zylinder (kg/cm^2)

p_{10} = Druck im Zylinder vor Kompressionsbeginn (kg/cm^2)

p_2 = Druck in der Vorkammer (kg/cm^2)

p_{20} = Druck in der Vorkammer vor Kompressionsbeginn (kg/cm^2)

p_k = Kompressionsenddruck (kg/cm^2)

p_H = Verbrennungshöchstdruck (kg/cm^2)

p_p = Pumpenhöchstdruck (kg/cm^2)

p_d = Druck kurz vor Nadelsitz der Düse (kg/cm^2) (Höchstdruck)

p_f = Öffnungsdruck der federbelasteten Nadel (kg/cm^2)

$p_{\ddot{u}}$ = Überdruck der Vorkammer gegen Zylinder (kg/cm^2)

$p_{\ddot{u}_H}$ = maximaler Überdruck (kg/cm^2)

$p_{\ddot{u}_m}$ = Mittel des hohen Überdrucks während z

z = Dauer des hohen Überdrucks (s, ^{o}Kurbelwinkel)

z_E = Einspritzzeit (s, ^{o}K.W.).

z_a = Einspritzverzug (s, ^{o}K.W.)

z_{z_1} = Zündverzug für Zylinder (s, ^{o}K.W.)

z_{z_2} = Zündverzug für Vorkammer (s, ^{o}K.W.)

ZZ = Zündzeitpunkt (^{o}K.W.)

EZ = Einspritzzeitpunkt (^{o}K.W.)

a) Indiziererfahrung und -Ergebnisse.

Die sorgfältige Anbringung des Indikators hat das erwartete genaue Arbeiten im Gefolge gehabt. Trotz der hohen Drehzahl und der kleinen Kompressionsräume wurden, wie die Auswertung ergeben hat, die Druckverläufe mit nahezu gesetzmässiger Regelmässigkeit aufgezeichnet. Alle Diagramme wurden um 90^o versetzt aufgenommen, da vor allem die Vorgänge um den oberen Totpunkt des Arbeitshubes von Belang waren. Die Entzerrung nach dem oben beschriebenen Verfahren bereitete keine Schwierigkeiten. In Abb. 18 sind Diagramme der Versuchsreihe 2 wiedergegeben, wie sie im Betrieb erhalten wurden und nach ihrer Umzeichnung auf den tatsächlichen Kolbenweg - also ohne Schnurdehnungs- und irgendwelche anderen Antriebsfehler - fertig zum Planimetrieren. Die entsprechenden Diagrammleitern für die theoretische und tatsächliche Kolbenbewegung sind über und unter den Spalten angegeben. Die Umzeichnung wurde am besten auf glattem Papier mit einem harten Bleistift vorgenommen. Wenn das mit einiger Sorgfalt ge-

schah, zeigten die Mittelwerte aus dreimaligem Rechts- und Linksumfahren mit dem Planimeter erstaunlich gute Ergebnisse.

Der indizierte Druck und damit der mechnische Wirkungsgrad lassen eine starke Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt erkennen. Wir wollen in diesem Zusammenhang auch Abb. 19 betrachten, die die Mittelwerte von η_m in Abhängigkeit vom Zündbeginn (seinerseits abhängig vom Einspritzdruck und -zeitpunkt und dem Verdichtungsdruck) darstellt. Bei 3/4 Last ändert sich der mechanische Wirkungsgrad in den weiten Grenzen von etwa 58 % - 72 %, bei Vollast geht dieser Bereich von 65 % - 72 %. Bei Annäherung des Zündzeitpunktes an OT sinkt der mechanische Wirkungsgrad infolge der grösseren Lagerbelastung durch die stark erhöhten Verbrennungsenddrücke, zum geringeren Teil wohl auch infolge von Formänderungsarbeit in den Triebwerksteilen durch den plötzlicheren und stärkeren Druckanstieg. Die Maschine zeigt das äusserlich durch harten Gang mit einem in Grenzfällen metallischen Klang. Wenn andererseits mit zunehmender Spätzündung der mechanische Wirkungsgrad besser wird und das Triebwerk geschont wird, so steht dem der Nachteil sehr hoher Wärmebeanspruchung (Abgastemperatur, Abb. 33) und schlechter thermodynamischen Wirkungsgrades (Wärmeabfluss in Kühlwasser und Abgas) gegenüber. Das Minimum des spezifischen Brennstoffverbrauchs bestimmt hier die jeweils günstigste Einstellung der Maschine. Darauf wird an besonderer Stelle zurückgekommen.

Die η_m-Kurven der Abb. 20 für die Versuchsreihen 7 und 8, die bei erhöhtem Kompressionsverhältnis und mit einem zäheren Schmieröl gefahren wurden (diese η_m-Werte sind also nicht ohne weiteres mit denen der anderen Reihen vergleichbar) lassen die Abhängigkeit des mechanischen Wirkungsgrades von der Drehzahl erkennen. Da der Zündzeitpunkt bei 15^0 Voreinspritzung näher an OT liegt als bei 10^0, finden wir wieder $\eta_m 15^0 < \eta_m 10^0$. Reihe 8 ($15^0$ Voreinspritzung, Herabsetzen der Drehzahl) wurde nicht fortgesetzt, da unter n = 1000 U/min der Zündzeitpunkt vor OT lag und damit die Leistung der Maschine bei unnötig hohen Verbrennungsenddrücken stark abfiel.

Bei der vergleichsweisen Druckindizierung von Vorkammer und Zylinder sind im Gegensatz zu Ritz [2] mit dem Stabfederindikator gute Ergebnisse erzielt worden. Abb. 21 gibt die Druckkurven für den Arbeitstakt der Maschine ohne Brennstoffeinspritzung für die Drehzahlen 500, 1000 und 1500 wieder. Infolge des verhältnismässig grossen Drosselquerschnittes von 0,38 cm^2 bei v_z = 17,9 cm^2, v_k = 31,6 cm^2 und v_h = 714,5 cm^2, d.h. bei einem Vorkammeranteil von 36,3 % des Gesamtverdichtungsraumes, ist die Druckdifferenz im Maximum nur etwa 1 kg/cm^2 bei der Normaldrehzahl. Die Diagramme der Abb. 21 sind an der Maschine unmittelbar nach Betrieb erhalten worden, also kurz nachdem die Brennstoffeinspritzung unterbrochen war. Den Antrieb des Aggregats übernahm der Generator. Infolge der Abkühlung durch die im Verhältnis zum Inhalt der Vorkammer grosse Oberfläche überwiegt mit abnehmender Drehzahl der Druckabfall durch Wärmeabfuhr in steigendem Masse die Auffüllung durch die übergeschobene Luft. Der Druckausgleich, der bei n = 1500 U/min schon in OT erreicht ist, erfolgt bei n = 500 erst etwa 15^0 nach OT.

---

2) Dissertation, Aachen 1932, a.a.O.

Abb. 22 gibt einen Vergleich des Druckverlaufs in Kammer und Zylinder für die kalte Maschine bei einem leicht erhöhten Verdichtungsverhältnis wieder. Die Maschine war wieder durch den Generator angetrieben. v_k war durch Herausnehmen einer 0,65 mm starken Dichtung auf 27,4 cm^2 verringert worden, also $\frac{v_z}{v_z + v_k} = 39{,}5\ \%$. Diese prozentale Vergrösserung des Kammeranteils und der stärkere Wärmeentzug der übergeschobenen Luft durch die kältere Kammerwand lässt den Druckausgleich bei n = 1420 U/min erst 8° K.W. nach OT eintreten.

Es wird der Versuch gemacht, auf Grund dieser Indizierergebnisse den mittleren Temperaturverlauf beim Kompressionshub der Maschine rechnerisch zu ermitteln. Nach Neumann [5] ist das übergeschobene Luftgewicht

$$G_2 = \frac{P_{10} \cdot \varphi \cdot f}{R \cdot T_{10}} \cdot \int_0^z w_2 \cdot P_2^{\frac{1}{m}} \cdot dz \quad (kg),$$

wobei

$$w_2 = 44{,}8 \cdot \sqrt{T_{10} \cdot \left(\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{m-1}{m}} - \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{m-1}{m}} \right)} \quad (m/s).$$

Zum Vergleich sei dieselbe Rechnung ebenso für den Verdichtungshub der voll belasteten Maschine durchgeführt. Abb. 23 zeigt die für diesen Fall zugrunde gelegte Druckindizierung der Versuchsreihe 5 (1/1 Last, n = 1400 U/min, 15° Voreinspritzung, Einspritzdruck veränderlich). Für die Rechnung wurden die aus der Versuchsreihe gemittelten Drücke verwandt.

Für die im kalten Zustand angetriebene Maschine dürfte die Temperatur nach dem Ansaughub kaum höher als $T_{10} = 305°$ abs. ($T_{20} = 350°$ abs.) sein bei einer Aussentemperatur von 290° ÷ 295° abs. Bei Vollast sei T_{10} mit ~ 350° abs. ($T_{20} = \sim 700°$ abs.) eingesetzt. Nach Mehlig [6] haben selbst grössere Änderungen von T_{10} einen nur geringen Einfluss auf Druck- und Geschwindigkeitsverlauf beim Verdichtungshub. Der Düsenbeiwert φ wird als Mittelwert zu 0,61 angenommen (siehe auch Neumann [5]), da es sich bei den Vorkammerlöchern um zylindrische Bohrungen von kleinem l : d (~ 2 : 3) handelt, mit nahezu für den ganzen Umfang scharfer Einlaufkante von der Zylinderseite her. Der polytropische Verdichtungsexponent ist aus den Diagrammen im Mittel für die fremd angetriebene kalte Maschine zu 1,33 und für die in Betrieb befindliche zu 1,35 bestimmt worden.

Die rechnerischen Ergebnisse dieses Vergleichs sind in Tafel 9 zusammengestellt. Abb. 24 ist die graphische Darstellung der Werte.

---

5) Forschungsarbeiten Heft 309, 1928.

5) a.a.O.

6) H. Mehlig, Die Vorkammergrösse und ihr Einfluss auf das Arbeitsverfahren der Vorkammerdieselmaschinen. A.T.Z. Bd. 32 (1929) S. 725.

Um den prozentual übergeschobenen Luftanteil erfassen zu können, ist der Liefergrad zu bestimmen. Wie obige Werte von G_2 als Mittel aus der Versuchsreihe 5 erhalten wurden, soll auch η_l aus den zugehörigen Abgasanalysen gemittelt werden. Es ist

$$\eta_l = \frac{\lambda \cdot L_{min} \cdot B_h}{V_h}$$

worin nach Baer [7] unter Umgehung der Sauerstoffbestimmung im Orsatapparat

$$\lambda . L_{min} = L = O_{2min} + \frac{C}{0{,}492} \cdot \left(\frac{1}{CO_2 + CO} - 1\right) m^3/kg\ B(' 1ata, 15^oC)$$

L_{min} = 11,98 m^3/kg B (1 ata, 15° C), da

c = 86,835 % und h = 12,33 %

O_{2min} = 11,98 . 0,21 m^3/kg (1 ata, 15°C).

Bestimmung des Liefergrades:

Vers. Nr.	P_d	CO_2	O_2	CO	B_h	λ	η_l nach Baer
1	58	12,6	3,0	0,4	0,0299	1,14	0,599
2	81,7	10,8	5,9	-	0,0289	1,36	0,691
3	105,7	10,8	5,9	-	0,0260	1,36	0,623
4	130	10,7	6,1	-	0,0269	1,37	0,650
5	156,2	10,3	6,75	-	0,0276	1,44	0,697
				η_l mittel		-	0,65

Der Liefergrad der im kaltem Zustand mit n = 1420 U/min angetriebenen Maschine dürfte nach den obigen Annahmen dann

η_l = 0,75 sein.

Damit sind die gewichtsmässigen Luftanteile des Vorkammer- und Zylinderraumes für alle Kurbelstellungen der Maschine während des Verdichtungshubes bekannt. Mit Hilfe der Zustandsgleichung ergibt sich der mittlere Temperaturverlauf (Abb. 25).

Leider erlaubten die technischen Einrichtungen des Labors keine oszillographischen Temperaturmessungen mit Thermoelementen. Vergleiche mit ähnlichen Arbeiten von Wehlig [6], Stribeck [8] und E. Schmidt [9] lassen das Ergebnis wirklichkeitsnah erscheinen. Dass dieses Ergebnis erzielt werden konnte, ist demnach darauf zurückzuführen, dass beim vergleichsweisen Indizieren von Vorkammer und

6) Wehlig, A.T.Z. Bd. 32, 1929, S. 723
7) Baer, Archiv für Wärmewirtschaft, Bd. 14, Berlin, März 1933
8) Stribeck, Dieselmaschinen IV, 1927, S. 1
9) E. Schmidt, Dieselmaschinen V, 1932, S. 68

Zylinder der schädliche Indikatorraum nach Abb. 10 kompensiert wurde.

Da Ritz über eine derartige Massnahme nichts berichtet, ist anzunehmen, dass auch er auf solche Weise zu einem anderen Ergebnis gekommen wäre, zumal die Zylinderabmessungen der dort untersuchten Maschine noch wesentlich grösser waren, bei ungefähr verhältnisgleichem Querschnitt der Vorkammeröffnungen.

Erwähnenswert ist, dass die Indizierergebnisse mittelbar sogar die Kühlwirkung des eingespritzten Brennstoffes erkennen lassen. Man vergleiche in Abb. 24 die Geschwindigkeitskurven W_2 der kalten und im Betrieb befindlichen Maschine. Die Überströmgeschwindigkeit ist offensichtlich nach der Einspritzung relativ grösser, als sie ohne Einspritzung sein würde. [10]

Die gemessenen Druckverläufe in Vorkammer und Zylinder weisen im wesentlichen Übereinstimmung mit den von Loschge [10] und Modersohn [11] genommenen Diagrammen auf. Die Tatsache des nur kurzzeitigen Überdruckes infolge der Vorzündung in der Kammer zeigt sich auch bei diesem kleinen Schnellläufer, allerdings ist der Druckunterschied für diese Zeit im Mittel wesentlich höher, als dort angegeben, bei einem Drosselquerschnitt von $f = 0{,}38\ cm^2$, einem Kammerinhalt von $v_z = 17{,}9\ cm^3$ und $\frac{v_z}{v_z + v_k} =$ 36,3 % dieses kleinen Deutzmotors. Dauer und Grösse des Überdrucks sind nach Abb. 23 stark abhängig vom Einspritzdruck und -zeitpunkt und zeigen für die fünf dargestellten Fälle folgende Mittelwerte:

Einspritzdruck	Einspritzbeginn	Dauer des hohen Überdrucks	Überdruck im Mittel	maximaler Überdruck
p_d	EZ	Ż	$p_{üm}$	püH
kg/cm^2	°K.W. vor OT	°K.W.	kg/cm^2	kg/cm^2
56,2	15	11	4,6	11,5
79,2	15	7	5,0	11,5
102	15	5	7,6	16,5
130	15	8	7,8	21,0
85,7	10	7	7,3	13,5

Loschge kommt durch einen vergleichenden Versuch, wobei die Drosselstelle in ihrem Querschnitt allerdings erheblich gemindert wurde, zu ganz ähnlichen kurzzeitigen Druckanstiegen, obwohl er bei weitem noch nicht das geringe Verhältnis $\frac{f}{v_z} = 0{,}002$ der von Modersohn indizierten Maschine erreicht. Es sind also nicht nur die "konstruktiven Unterschiede in der Ausbildung der Vorkammer und des Hauptraumes" in ihrer Grössenordnung, die eine unterschiedliche Arbeitsweise zur Folge haben, sondern in gleich starkem Masse die konstruktiven Einzelheiten, welche die Betriebstemperatur der Kammer bedingen, damit Zündverzug und Drucksteigerung (in der Zeiteinheit) wesentlich beeinflussen.

10) Vgl. auch Anm. 8 des Aufsatzes von Loschge, München, A.T.Z. 1932, Heft 23: Vergleichende Druckindizierversuche an einem Luftspeicher- und einem Vorkammerdieselmotor.

11) Modersohn, Dieselmaschinen III, S. 66.

In folgender Tafel seien die Angaben der erwähnten Arbeiten und eine schätzungsweise Auswertung der dort wiedergegebenen Diagramme in Vergleich mit unserer Versuchsmaschine gezogen. Es sei dabei besonders darauf hingewiesen, dass dieser Motor bei erheblich geringeren Zylinderabmessungen mit wesentlich höherer Drehzahl läuft, als die bei der Untersuchungen von Mehlig [6], Loschge [10] und Nodersohn [11] benutzten Maschinen.

		5 PS, n = 1400 1 Zyl. liegd. Viertakt	11 PS, n=450 1 Zyl. stehd. Zweitakt (Loschge)	15 PS, n = 215 1 Zyl. liegend Viertakt (Nodersohn)
f	cm^2	0,38	1,57 (0,38)	3,14
v_z	cm^3	17,9	68 (68)	1600
$\frac{f}{v_z}$		0,021	0,023 (0,0056)	0,002
$\frac{v_z}{v_z+v_k}$	%	36	35 (35)	27
p_k	kg/cm^2	33 ÷ 34	27 (27)	35
$p_{ü\,m}$	"	4,5 ÷ 7,8	1 (5 ÷ 6)	3
$p_{ü\,H}$	"	11,5 ÷ 21	1,5 (16)	3 ÷ 4,5
z_z	s	0,0017÷0,004		
Z	°K.W.	5 ÷ 11	4 ÷ 7 (7)	14
Z	$s.10^{-3}$	0,55 ÷ 1,31	1,48 ÷ 2,6 (2,6)	10,85

Die Hauptfaktoren, die das Zusammenarbeiten von Vorkammer und Zylinder bestimmen, sind m.E. danach folgende: prozentuale Verteilung des Verdichtungsraumes, konstruktive Ausführung der Drosselstelle, $\frac{f}{v_z}$, Drehzahl, Sitz und konstruktive Durchbildung der Kammer (vor allem, soweit diese die mittlere Betriebstemperatur bedingt), Zündverzug und Brenngeschwindigkeit. Das heisst, selbst bei Maschinen gleichen Typs wird für verschiedene Zylindereinheiten schwerlich eine Norm aufzustellen sein.

b) Das Ergebnis der Zündverzugsbestimmungen bietet im Zusammenhang mit vorstehenden Betrachtungen ein Bild über die Arbeitsweise der Vorkammer. Abb. 26 zeigt die Zündverzüge bei 3/4 und Vollast in Abhängigkeit vom Einspritzdruck und -zeitpunkt. Auffallend ist, dass der Zündverzug bei Vollast grösser ist, trotz der höheren Maschinentemperatur. Abb. 27 erklärt diesen scheinbaren Widerspruch. Bei 3/4 Last fällt das Ende der Einspritzung etwa mit dem Zündbeginn zusammen, während bei Vollast eine recht beträchtliche Nacheinspritzung festgestellt wurde. Dadurch wird die Innenoberfläche der Vorkammer bei Vollast und Überlast kälter als bei 3/4 Last sein, denn der Hauptanteil der an die Vorkammer

6)., 10)., 11); a.a.O.

abgegebenen Wärme wird unmittelbar nach der Vorkammerzündung beim Zurückströmen dieser heissen Verbrennungsgase in den Austrittsöffnungen und deren Nähe durch Leitung und Strahlung an die Wandung übergehen. Die Restverbrennung im Zylinderraum wird an der Heizung der für die Zündung katalytisch wirkenden Kammerbohrungen geringen Anteil haben. Die Kühlwirkung des nachgespritzten Brennstoffes wird dann durch die höhere Zylindertemperatur nicht wieder ausgeglichen werden.

Der beträchtliche Überdruck der Vorkammer durch den Zündbeginn erstreckt sich über einen Bereich von nur 5 + 11 Kurbelgraden. Bei Vollast findet also der Rest des im ungünstigsten Fall sogar bis 35° K.W. nach Zündbeginn eingespritzten Brennstoffes nicht mehr die zum intensiven Zerstäuben ausreichende Ablasenergie der Vorkammer. In Verbindung mit der langen Einspritzzeit, bezogen auf die Kurbelstellung der Maschine - bei niederen Einspritzdrücken bis zu rd. 41 ° K.W. nach OT - bewirkt das starkes Nachbrennen und für Dauerbetrieb unzulässig hohe Abgastemperaturen.

Eine Vergrösserung der Einspritzdüsenbohrung von 0,4 Ø auf 0,5 Ø gestattete eine verhältnismässig nur geringe Herabsetzung der Einspritzdauer um rd. 18 + 10 %. Die gemessenen Abgastemperaturen waren entsprechend um 9 + 3 % geringer. Weitere Untersuchungen in dieser Richtung wurden als über den Rahmen dieser Arbeit hinausgehend nicht angestellt, da die erforderliche bedeutende Herabsetzung der Einspritzzeit bei gleichbleibender Zerstäubung nur durch Vergrösserung der Kolbenfläche des Pumpenstempels oder durch Änderung der Nockenform zu erreichen gewesen wäre.

Die Erhöhung des Zündverzuges mit Zurückverlegen des Einspritzzeitpunktes bei gleicher Belastung erklärt sich in erster Linie daraus, dass die Luftüberströmenergie vom Zylinder zur Kammer ihr Maximum bei 22 + 24 °K.W. vor OT erreicht hat. Darauf nimmt sie nach dem oberen Totpunkt zu schnell ab (Abb.24). Somit ist auch die Verwirbelung der Randschicht des Brennstoffstrahles, wo die Zündung nach heutiger Ansicht wahrscheinlich eingeleitet wird, weniger intensiv. Weiter aber wächst bei Zurückverlegen des Einspritzbeginns - besonders bei niedrigem Einspritzdruck - der spezifische Brennstoffverbrauch infolge Spätzündung und Nachbrennen stark an. Die Folge ist, wie bei Voll- und Überlast, eine stärkere Kühlung des Kammerbodens, die - wenn auch zum geringeren Teil - zur Erhöhung des Zündverzugs beitragen wird.

c) Ein Schaubild über die Zusammenarbeit von Pumpe, Düse und Vorkammer für die Versuchsreihe 5 gibt Abb. 29. Man erkennt, dass der Einspritzverzug sich wie der Zündverzug in weiten Grenzen mit dem Einspritzdruck ändert. Die Ursachen und Bedingungen können bei der vorliegenden Versuchseinrichtung nicht in dem Masse wie bei den eingehenden Untersuchungen von L'Orange, Feuerbach, Triebnigg, Köln, Heinrich, Stuttgart, und Berg und Rode, Kiel [12] geprüft werden. M.E. lässt sich durch systematisches Weiterarbeiten an solchen Versuchsständen die Grundlage schaffen, nach der die Grösse des Einspritzverzuges rechnerisch und konstruktiv mit einer für die Praxis erträglichen Genauigkeit im Voraus zu bestimmen ist.

Für Maschinen von etwa 12 + 15 PS Zylinderleistung an aufwärts wird sich das hier für die Zeitpunktsbestimmung entwickelte Abhörverfahren bei Verwendung eines für verschiedene Drücke einstellbaren

12). sämtlich in Dieselmaschinen V, 1932
L'Orange, Feuerbach, Die Zusammenarbeit von Pumpen u. Düsen bei kompressorlosen Dieselmotoren, S.65.
Triebnigg, Köln, Untersuchungen an Pumpen u. Brennstoffventilen für Dieselmaschinen, S.94.
Heinrich, Stuttgart, Die Einspritzverzögerung bei kompressorlosen Dieselmaschinen, S. 143.
Berg und Rode, Kiel, Zur Mechanik der Druckeinspritzung, S. 149.

Membrankontaktes mit einem schädlichen Raum von nur wenigen mm^3 ebenso zur punktweisen Indizierung des Druckverlaufs in den Einspritzorganen mit Erfolg anwenden lassen. Versuche in der Richtung sind in Vorbereitung. Bei den geringen Einspritzmengen von - je nach Belastung - bis zu $\sim$ 30 mm^3/Hub unseres untersuchten Motors würde der unvermeidliche schädliche Raum des Kontaktgebers den Einspritzvorgang zu stark beeinflussen.

Das in die Druckleitung eingeschaltete Manometer bedeutete für den Einspritzverzug das gleiche, wie eine geringe Leitungsverlängerung (siehe unter IIc über die Kritik des Messverfahrens). Das zweite Manometer, das zur Anzeige des Höchstdruckes kurz vor der Düsenbohrung diente, erforderte eine Sonderleitung von $\sim$ 25 % der normalen Leitungslänge und vergrösserte den Verzug für einen Druckbereich von p_d = 50 ÷ 180 kg/cm^2 um 50 ÷ 30 % die Einspritzdauer jedoch im Maximum um nur rund 4 %.

Bei den Versuchen konnten daher beide Manometer zugleich benutzt werden, ohne die normale Arbeitsweise des Motors damit wesentlich zu stören. Für zwei Hochdruckfilter der Düse wurde der Drosselverlust gemessen Abb. 31. Beide Filter waren gleicher Bauart, die Abmessungen wiesen Unterschiede auf, wie sie bei Serienfertigung nur durch sorgfältigste Werkstattarbeit zu vermeiden sind. Die Drosselverluste zeigten eine beachtliche Differenz. Abweichungen solcher Grössenordnung dürften schliesslich auch auf den Einspritzvorgang nicht ohne Einfluss sein.

Das Schaubild zeigt weiter, dass der gemessene "Einspritzhöchstdruck" p_d etwa dem Öffnungsdruck p_f entspricht, der durch langsames Pumpen von Hand bei Stillstand der Maschine ermittelt wurde. Da p_f bei höheren Drücken grössere Werte als p_d ergab, muss gefolgert werden, dass p_d zu niedrig gemessen wurde. Das ist ohne weiteres aus dem vorher Besprochenen zu erklären. Besonders bei höheren Drücken musste sich in der Sonderleitung, die das Manometer mit dem Düsenraum verband, ein Druckabfall bemerkbar machen. Welche Grössenordnung dieser Fehler hat, würde nur eine noch beabsichtigte möglichst trägheitslose Druckindizierung mit geringstem schädlichen Raum an verschiedenen Stellen der Leitung ergeben.

Die bei unseren Versuchen gemessenen Werte der Einspritzverzögerung gibt Abb. 30 wieder. Die Abweichungen für verschiedene Einspritzzeitpunkte erklären sich aus der Art der Verstellungsmöglichkeit für den Pumpbeginn. Zwischen Nocken und Pumpenstempel ist der übertragende Schwinghebel an einer drehbaren, exzentrisch gelagerten Achse angebracht (Abb. 6). Mit Drehen des Exzenters wird der Hebel am Nockenumfang verschoben. Dabei ändert sich das Hebelverhältnis und die Schwingrichtung des übertragenden Hebelteiles, somit auch die Beschleunigung des Pumpenkolbens. Der Druckverlauf in Leitung und Düse wird anders gestaltet sein und die gemessenen unterschiedlichen Einspritzverzüge zur Folge haben.

Bei den Versuchen - bei denen bekanntlich für die einzelnen Reihen der Einspritzzeitpunkt unverändert gehalten wurde - stellte sich weiterhin die Regelmässigkeit und scharfe Abgrenzung der Einspritzdauer als bemerkenswert heraus. Der Beginn der Nadelbewegung erfolgte erstaunlich genau zum gleichen Zeitpunkt. Die Messungen ergaben einen Abweichungsbereich von maximal 0,4° K.W. Ebenso pendelte das

Wiederaufsetzen der Düsennadel selten mehr als 1 oder 2^{0} K.W.; d.h., bei normaler Einstellung der Maschine und Vollast betrugen die Abweichungen von der durchschnittlichen Einspritzzeit von 45^{0} K.W. rund 5 %. Der Grund dafür dürfte aber zum wenigsten im unregelmässigen Arbeiten der Einspritzorgane als vielmehr in der Wirkung des Reglers zu suchen sein. Dies Pendeln trat daher auch um so stärker in Erscheinung, je weniger die Maschine belastet war.

Zeitweise wurde, wie Abb. 27 beweist, ein kurzes Nachöffnen der Nadel festgestellt, vornehmlich bei niedrigem Einspritzdruck. Eine Regel lässt sich jedoch auf Grund der angestellten Versuche nicht angeben.

Zum Schluss sei noch die Schlussfolgerung aus den Schaubildern 32 und 33 gezogen. Die günstigste Einstellung der Maschine für Normaldrehzahl ist mit einem Öffnungsdruck von $\sim$ 110 kg/cm^{2} bei $10 \div 12^{0}$ K.W. Voreinspritzung gegeben. Bei normaler Einspritzleitung beginnt der Förderhub der Pumpe dann etwa $29 \div 31^{0}$ K.W. vor dem oberen Totpunkt.

V. Zusammenfassung.

Es wird ein Verfahren angegeben, das durch seine Einfachheit und Unempfindlichkeit sich für die wissenschaftliche Untersuchung schnellaufender Dieselmotoren aller Grössen auf dem Prüfstand der Praxis eignet.

Die Anwendbarkeit der Messmethode wird an der laufenden Maschine unter verschiedenen Betriebsbedingungen erprobt. Die Ergebnisse werden mit denen anderer Untersuchungen, die der Öffentlichkeit bekannt gegeben wurden, verglichen. Dabei erweist sich das Abhörverfahren als praktisch trägheitslos. Nach unserer Definition des Zündverzuges - als Zeit vom Einspritzbeginn bis zur beginnenden Drucksteigerung infolge der Zündung - ist man allerdings auf die Empfindlichkeit des Stabfederindikators angewiesen. Die zeitliche Zuordnung der Diagrammpunkte zur Kurbelstellung der Maschine erfolgt dabei ungünstigstenfalls mit einem Messfehler von $2 \cdot 10^{-5}$ s.

Tafel 1.

Versuchsreihe 1: 3/4 Last, n=1400, 5° Voreinspritzung
Einspritzdruck veränderlich

Datum	Vers	n	N_e	p_d	p_p	p_k	p_H	B_e	η_m	t_{abg}	Haupt-Einspritzpumpe	Nach-	Gesamt-						
	Nr.	U/min	PS	kg/cm²	kg/cm²	kg/cm²	kg/cm²	g/PS,h		°C	z_e °K.W. vor-nach	z_e °K.W. nach OT	z_e s.10⁻³	z_1 s.10⁻³	z_2 s.10⁻³	CO_2 %	O_2 %	CO %
Reihe 1																			
4.10.32	1	1400	3,935	78	97	32,5	22,5	Riss in Kolben der	0,755	433	5-24,5	39-44	4,11	4,30		8,5	9,3	0,9
	2a	1410	3,882	109	129	35,3	29,3		0,744	367	5-18,5	-	2,78	2,69		7,9	9,8	0,7
	2	1410	3,880	112	132	35,1	27,0		0,682	380	5-16,5	-	2,54	2,75		7,8	10,2	1,7
	3	1410	3,873	144	164	35,5	34,0		0,729	346	5-16,5	-	2,54	2,17		7,3	11,1	1,2
10.10.32	1	1400	3,840	100,5	119,5	32,5	25,0	292	0,701	421	5-20	38-40	3,22	3,15				
	2	1410	3,795	113	133	31,0	24,7	272	0,711	401	5-18,5	-	2,78	2,95				
	3	1405	3,775	144	163	33,7	31,7	249	0,604	347	5-17,5	-	2,67	2,55				
	4	1410	3,735	177	201	34,7	34,2	247	0,687	319	5-16,5	-	2,54	2,13				

Tafel 2.

Versuchsreihe 2: 3/4 Last, n=1400, 10° Voreinspritzung
Einspritzdruck veränderlich

Datum	Vers. Nr.	n U/min	N_e PS	p_d kg/cm²	p_p kg/cm²	p_k kg/cm²	p_H kg/cm²	B_e g/PS,h	η_m	t_{abg} °C	Haupt- z_e °K.W. vor-nach OT	Nach- z_e °K.W. nach OT	Gesamt- z_e s.10⁻³	z_e s.10⁻³	z_{z1} s.10⁻³	z_{z2} s.10⁻³	CO_2 %	O_2 %	CO %
Reihe 2																			
30.9.32	4	1405	3,74	52,3	70	33,5	24,7	256	0,697	413	10-22,5	33,5-42	4,87		4,09				
	3	1400	3,77	67	85	34,2	34,0	233	0,678	361	10-17,5	32,5-37	3,81		2,68				
	2	1415	3,91	81	100	33,3	33,3	220	0,703	373	10-16,5	-	3,15		2,65				
	5	1400	3,67	116	135	34,2	43,3	246	0,688	323	10-13	-	2,74		1,935				
11.10.32	1	1400	3,755	113	132	34,3	42,3	239	0,654	333	10-13	-	2,74	2,26	2,09				
	2	1397	3,752	143	164	33,3	45,5	232	0,601	324	10-12,5	-	2,68	2,64	2,03				
	3	1395	3,725	180,5	204	33,0	44,3	236	0,570	310	10-12	-	2,62	2,93	1,70				

Tafel 3.

Versuchsreihe 3: 3/4 Last, n=1400, 15° Voreinspritzung
Einspritzdruck veränderlich

Datum	Vers. Nr.	n U/min	N_e PS	Pd kg/cm²	Pp kg/cm²	P_k kg/cm²	P_H kg/cm²	B_e g/PS,h	η_m	t_{abg} °C	Haupt-z_e °K.W. vor-nach OT	Nach-z_e °K.W. nach OT	Gesamt-z_e $s.10^{-3}$	z_e $s.10^{-3}$	z_{z1} $s.10^{-3}$	z_{z2} $s.10^{-3}$	CO_2 %	O_2 %	CO %
Reihe 3																			
1.10.32	1	1400	3,95	52	70	31,7	28,7	241	0,653	402	14,8-19	30-36,5	4,84		4,35		8,1	9,8	0
	3	1405	3,737	64	82	34,0	42,7	217	0,658	344	15-12,5	27,5-30	3,63		2,47		7,6	10,1	0
	2	1415	3,873	71	88	33,3	43,3	219	0,649	351	15-12	28-29,5	3,39		2,36		7,6	10,7	0
12.10.32	1	1405	3,985	72	90	33,0	43,7	231	0,591	366	15-12,5	-	3,27	1,90	2,64				
	2	1398	3,81	80	99	33,3	44,3	229,5	0,682	340	15-11	-	3,10	2,20	2,41				
	3	1394	3,79	114	135	34,0	51,7	243	0,609	324	15-9	-	2,86	2,45	1,80				
13.10.32	1	1400	3,91	142	162	33,7	51,3	240	0,572	322	15-8	-	2,74	2,97	1,79				
	2			179	203	33,7	52,3				15-			3,00	1,67				

Tafel 4.

Versuchsreihe 4: 1/1 Last, n=1400, 10° Voreinspritzung

Einspritzdruck veränderlich

Datum	Vers. Nr.	n U/min	N_e PS	Pd kg/cm²	Pp kg/cm²	Pk kg/cm²	P_H kg/cm²	B_e g/PS,h	η_m	t_{abg} °C	Haupt-z_e °K.W. vor-nach OT	Nach-z_e °K.W. nach OT	Gesamt-z_e s.10⁻³	z_e s.10⁻³	z_1 s.10⁻³	z_{22} s.10⁻³	CO_2 %	O_2 %	CO %
Reihe 4																			
24.1.33	1	1402	5,07	63,5	100	34,3	29,2	252	0,699	594	10-42,5	-	6,25		3,57		11,4	5,5	-
	2	1403	4,95	85,7	122,2	34,3	36,7	248	0,686	516	10-34	-	5,24	2,8 ?	2,70		11,0	5,9	-
	3	1400	4,87	114,7	151	34,3	40,0	232	0,658	518	10-26,5	-	4,35	2,5 ?	2,62		9,9	7,1	0,1
27.1.33	4	1400	4,92	113,2	149,5	33,7	36,7	236	0,685	474	10-25	29-35	4,88	3,21	2,82		11,3	5,2	-
	5	1405	4,90	135,2	174	34,0	44,5	232	0,627	489	10-23,3	27-33	4,82	3,63	2,25		10,9	5,5	0,1
	6	1400	4,78	156	200,3	34,3	45,8	225	0,662	447	10-22,3	27-30	4,35	3,95	2,17		10,5	6,5	-
	7	1405	4,78	177	223	35,2	49,3	231	0,683	434	10-22,5	-	3,87	3,89	2,11		10,0	7,0	-
1.2.33	8	1404	4,91	85,7	122			251		520	10-33	-	5,69		2,70	2,37			
30.1.33	1	1409	4,84	63	100			299			10-43	-	6,31	2,26			12,55	3,35	0,35
	2	1402	4,82	84,7	121,5			245			10-34,5	-	5,3	2,92			11,4	5,1	0,1
	3	1395	4,81	111,7	150			242			10-23,5	28-33	4,59	3,21			11,3	5,4	-
	4	1400	4,84	134,2	172,5			238			10-22,5	27,5-32	4,41	3,49			11,5	5,4	-
	5	1400	4,76	158,2	200			242			10-23,5	27,5-29	4,17	3,71			10,7	6,35	-
	6	1398	4,76	176,2	221			234			10-23	-	3,93	3,85			10,75	5,9	-

Tafel 5.

Versuchsreihe 5: 1/1 Last, n=1400, 15° Voreinspritzung
Einspritzdruck veränderlich

Datum	Vers. Nr.	n U/min	N_e PS	p_d kg/cm²	p_p kg/cm²	p_k kg/cm²	p_H kg/cm²	B_e g/PS,h	η_m	t_{abg} °C	Haupt-z_e OK.n. vor-nach OT	Nach-z_e OK.n. nach OT	Gesamt-z_e s.10⁻³	z_e s.10⁻³	z_{z1} s.10⁻³	z_{z2} s.10⁻³	CO_2 %	O_2 %	CO %
Reihe 5																			
17.6.33	1	1400	4,87	79,2	115,5	33,5					15-41	-	6,64		2,53	2,20			
	2	1400	4,97	102	138,3	33,5					15-32,5	-	5,65		2,14	1,99			
	3	1400	4,93	56,2	93	34,0					15-46,5	-	7,32		2,92	2,52			
28.1.33	1	1400	4,86	58	93,5	33,8	36,0	256	0,688	549	15-43	-	7,14	2,14	2,92		12,6	3,0	0,4
	2	1407	4,95	81,7	118	33,3	42,3	246	0,706	476	15-30	-	5,60	2,90	2,61		10,8	5,5	-
	3	1408	4,81	105,7	141,8	33,0	49,7	228	0,658	446	15-29	-	5,23	3,26	2,37		10,8	5,9	-
	4	1395	4,69	130	168	34,0	51,7	240	0,63	419	15-17	20-27	4,64	3,52	2,09		10,7	6,1	-
	5	1402	4,79	156,2	196	34,0	52,7	242	0,657	427	15-17	20,5-26,5	4,52	3,74	1,96		10,3	6,75	-
1.2.33	8	1406	4,87	105,7	142					449	15-21	26-29	4,65 ?	3,14		2,075			
	9	1397	4,71	130	166			246		400	15-17	22-27	4,41 ?	3,44		1,95			

Tafel 6.

Versuchsreihe 6: 1/1 Last, n=1400, 20° Voreinspritzung
Einspritzdruck veränderlich

Datum	Vers.	n	N_e	p_d	p_p	p_k	p_H	B_e	η_m	t_{abg}	Haupt-z_e	Nach-z_e	Gesamt-z_e	z_e	z_{z1}	z_{z2}	CO_2	O_2	CO
	Nr.	U/min	PS	kg/cm²	kg/cm²	kg/cm²	kg/cm²	g/PS,h		°C	°K.W. vor-nach OT	°K.W. nach OT	s.10⁻³	s.10⁻³	s.10⁻³	s.10⁻³	%	%	%
Reihe 6																			
26.1.33	1	1410	4,88	59	95	35,0	50,7	257	0,695	494	20-36,5	-	6,69	2,42	2,78		11,2	5,6	-
	2	1408	4,83	70,7	113	34,2	52,3	250	0,653	448	20-26,5	-	5,51	2,82	2,34		10,2	7,0	
30.1.33	3	1402	4,96	51,5	86,7	34,0	43,3	296	0,687	557	20-40	-	7,13	2,08	3,06		13,2	2,0	0,9
	4	1400	4,88	64,0	100	34,0	50,3	236	0,623	499	20-28,5	-	5,77	2,76	2,74		11,6	4,8	-
	5	1411	4,86	72,2	108	34,2	50,3	251	0,672	462	20-26,5	-	5,5	3,05	2,57		11,3	5,3	-
	6	1417	4,95	89,7	124,5	34,7	57,7	268	0,700	486	20-24,5	-	5,27	3,23	2,03		11,8	4,8	-

Tafel 7.

Versuchsreihe 7: Einspritzdruck und -zeitpunkt (10° vor) und Drehmoment konstant, Drehzahl veränderlich
Versuchsreihe 8: Einspritzdruck und -zeitpunkt (15° vor) und Drehmoment konstant, Drehzahl veränderlich

Datum	Vers. Nr.	n U/min	N_e PS	Pd kg/cm²	p_p kg/cm²	p_k kg/cm²	p_H kg/cm²	B_e g/PS,h	η_m	t_{abg} °C	Haupt- z_e °K.W. vor-nach OT	Nach- z_e °K.W. nach OT	Gesamt- z_e s.10⁻³	z_θ s.10⁻³	z_{z1} s.10⁻³	z_{z2} s.10⁻³	CO_2 %	O_2 %	CO %
Reihe 7																			
9.11.32	1	1490	3,94	88	106	36,6	34,2	234	0,603	435	10-16	16-18	2,9	19,4 16	2,57				
	2	1367	3,69	86	106	36,6	34,3	217		375	10-12,5	12,5-15	2,9	2,21 18,1	2,71				
	3	1200	3,16	87	105	35,3	37,2	235	0,612	325	10-10,5	10,5-12,5	2,99	2,22 16,2	2,86				
	4	1055	2,81	86,5	104,5	34,2	39,8	231	0,634	295	10-8,5	8,5-9,5	3,01	2,45 15,2	3,12				
11.11.32	5	896	2,45	87	105	34,0	43,3	240	0,681	277	10-9	9-9,5	3,57	2,76 15,0	3,16		8,4	10,6	-
	6	751	2,04	87	105	33,3	45,8	249	0,680	262	10-8,5	-	3,66	3,33 15,0	3,44		6,6	12,0	0,4
	7	595	1,55	87	105	30,8	46,5	270	0,667	233	10-5	-	4,28	3,95 14,0	3,67		7,0	11,4	1,6
	8	458	1,25	87	105	29,3	42,7	301	0,666	236	10-1,5	2,5-8,5	6,55	5,09 14,0	4,10		8,5	9,5	1,4
Reihe 8																			
8.11.32	1	1500	4,005	85	103	35,7	43,7	221	0,563	385	15-11	11-12	2,95		2,42				
	2	1399	3,69	83	101	35,7	44,0	234	0,579	344	15-10,5	10,5-11	3,07		2,47				
	3	1285	3,51	81,5	99,5	35,7	45,6	225	0,587	295	15-8,5	8,5-9	3,08		2,56		6,2	12,1	0,7
	4	1210	3,19	83	101	34,9	44,0	231	0,601	268	15-9	-	3,31		2,58		6,4	12,0	0,6
	5	1100	2,96	82	100	34,5	46,7	227	0,629	271	15-8	8-8,5	3,48		2,69				
	6	1000	2,705	82	100	34,0	49,0	235	0,667	261	15-7	7-7,5	3,71		2,71		6,3	12,1	-

Tafel 6

Versuchsreihe 9: 1/1 Last, n=1400, 15° Voreinspritzung, Einspritzdruck veränderlich. Düsen∅ 0,5 mm

Versuchsreihe 10: Einspritzdruck und -zeitpunkt (10° vor) konstant. Maximales Drehmoment bei verschiedenen Drehzahlen.

Datum	Vers. Nr.	n U/min	N_e PS	Pd kg/cm²	P_D kg/cm²	Pk kg/cm²	PH kg/cm²	B_e g/PS,h	η_m	t_{abg} °C	Haupt-z_e OK.N. vor-nach UT	Nach-z_e OK.N. nach UT	Gesamt-z_k s.10^{-3}	z_e s.10^{-3}	z_{z1} s.10^{-3}	z_{z2} s.10^{-3}	CO_2 %	O_2 %	CO %
Reihe 9																			
22.4.33	1	1396	4,87	67,2		37,6		254	0,632	482	15,8-31	-	5,57	2,30	2,44				
	2	1400	4,79	79,2		36,5		252	0,629	467	15-29,5	-	5,33	2,56	2,08				
	3	1406	4,77	94,2		36,7		247	0,607	448	15-29	-	5,21	2,84	1,96				
Reihe 10																			
11.11.32	9	485	1,546	87	105														
	10	1010	3,935	87	105														
	11	1500	5,59	88	106					650									
15.11.32	12	1400	5,18	86	105					618									

Im kalten Zustand fremdangetriebene Maschine; $n = 1420.$ $m = 1{,}33$; $T_{10} = 305^{\circ}$ abs; $T_{20} = 350^{\circ}$ abs

Kurbelwinkel		°K.W.	0	90	115	130	135	150	160	170	175	178	180	188
Zeit	z	s	0	0,01056	0,0135		0,01584	0,0176	0,01877	0,01995	0,02053		0,02112	0,02207
Druck im Zylinder	p_1	ata	0,9	1,95	3,76		7,22	13,8	21,7	31,1	34,6		35,6	32,0
Druck in der Kammer	p_2	ata	0,9	1,95	3,61		6,74	12,25	19,6	29,5	33,6		35,0	32,0
Überströmgeschwindigkeit	w_2	m/s	0		96		132	187,5	183,5	139	103,5		74,5	0
Änderung des Luftgewichts	dG_2/dz	kg/s	0		0,00649		0,01426	0,0318	0,0443	0,0456	0,0375		0,02782	
übergeschob. Luftgewicht	G_2	g	0	0,012	0,027		0,0493	0,0894	0,1345	0,1898	0,2157		0,2357	0,2502

Maschine im Betrieb bei Vollast; $n = 1400.$ $m = 1{,}35$; $T_{10} = 350^{\circ}$ abs; $T_{20} = 700^{\circ}$ abs

Kurbelwinkel		°K.W.	0	90	115	130	135	150	160	170	175	178	180	188
Zeit	z	s	0	0,01071		0,01547	0,01607	0,01785	0,01905	0,02024	0,02083	0,021195	0,02143	
Druck im Zylinder	p_1	ata	0,9			5,2	6,5	13,0	20,6	30,7	33,8	34,4	34,5	
Druck in der Kammer	p_2	ata	0,9			5,03	6,27	12,15	19,6	29,73	33,42	34,4	34,5	
Überströmgeschwindigkeit	w_2	m/s	0			97	103	157	145	117	70	0		
Änderung des Luftgewichts	dG_2/dz	kg/s	0			0,007205	0,00866	0,0225	0,0296	0,0327	0,0212			
übergeschob. Luftgewicht	G_2	g	0	0,0097		0,032	0,0364	0,0633	0,0951	0,133	0,1505	0,1545		

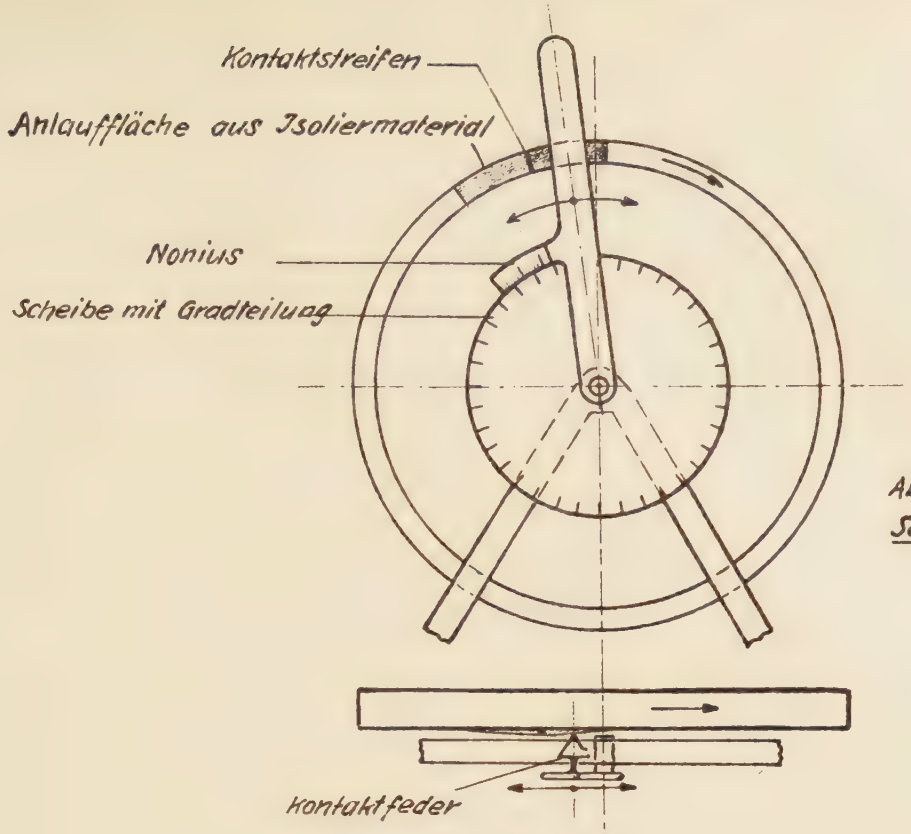


Abb. 1
Schwungradkontakt

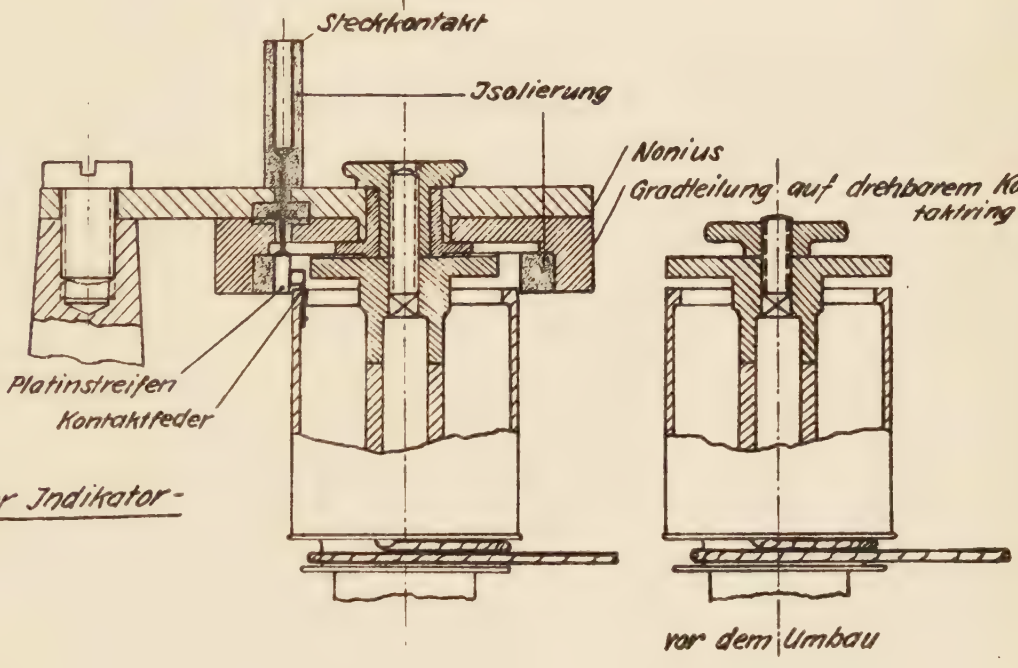


Abb. 2
Kontakt an der Indikatortrommel

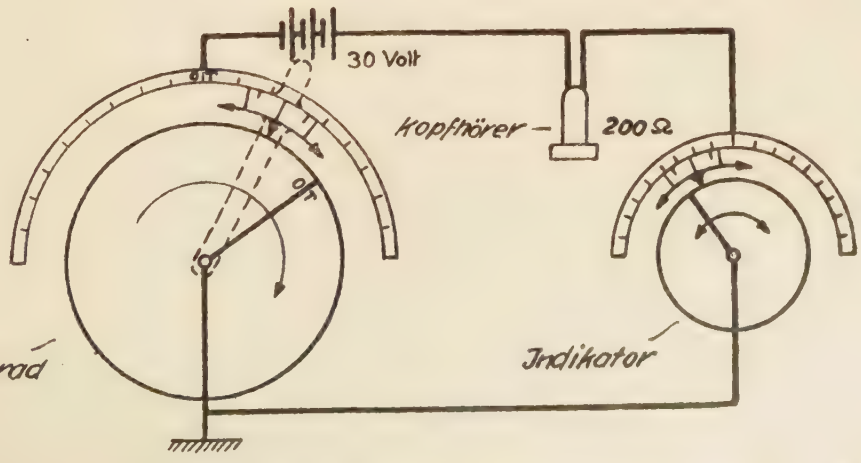


Abb. 3
Schaltung zum Abhören der Trommelstellung

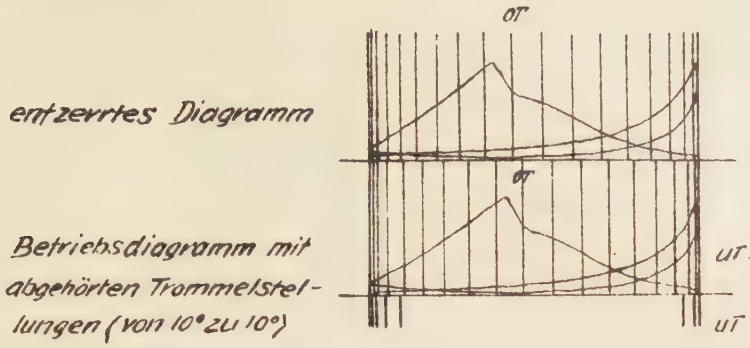


Abb. 4
Gradleiter zum Auswerten der Diagramme

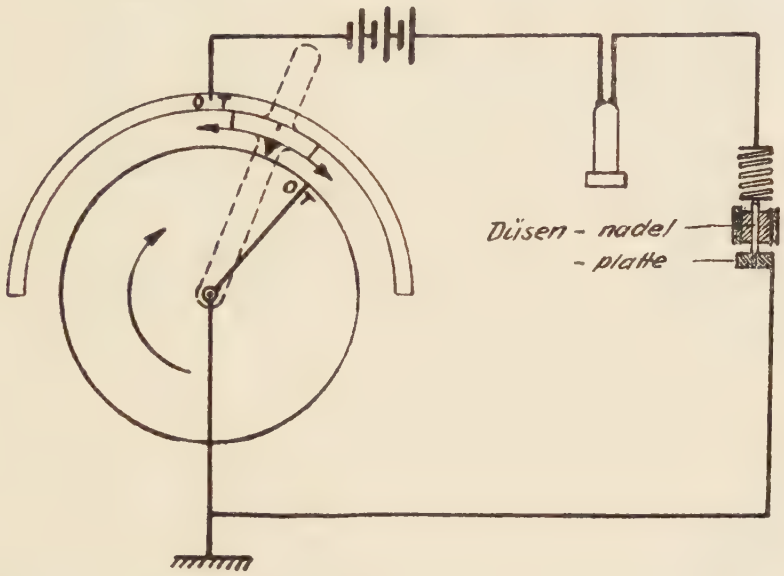


Abb. 5
Schaltung zum Abhören der Nadelbewegung

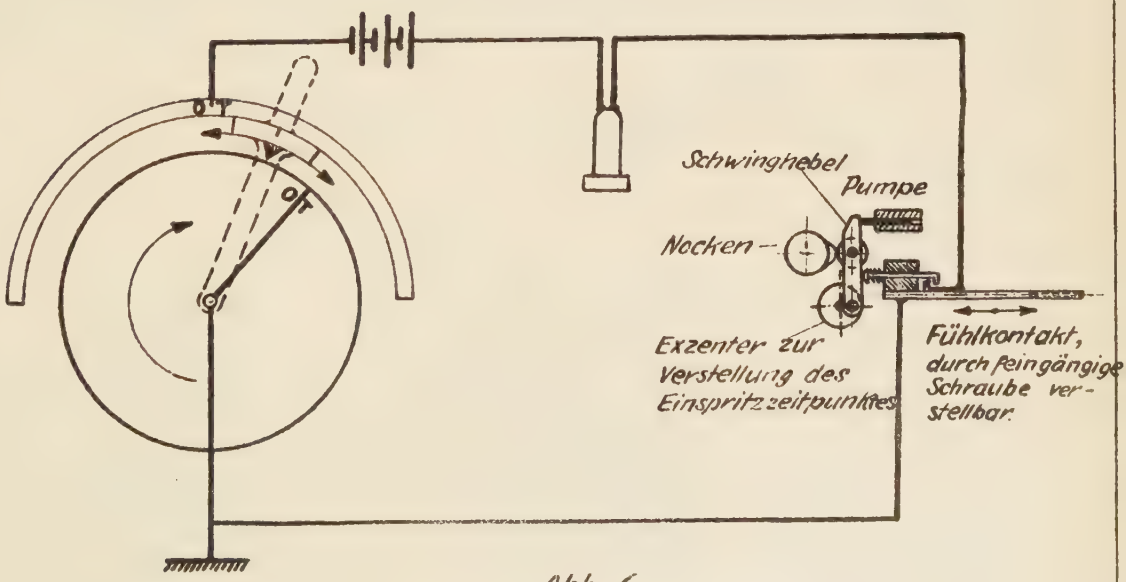


Abb. 6
Schaltung zum Abhören von Pumpbeginn und -ende

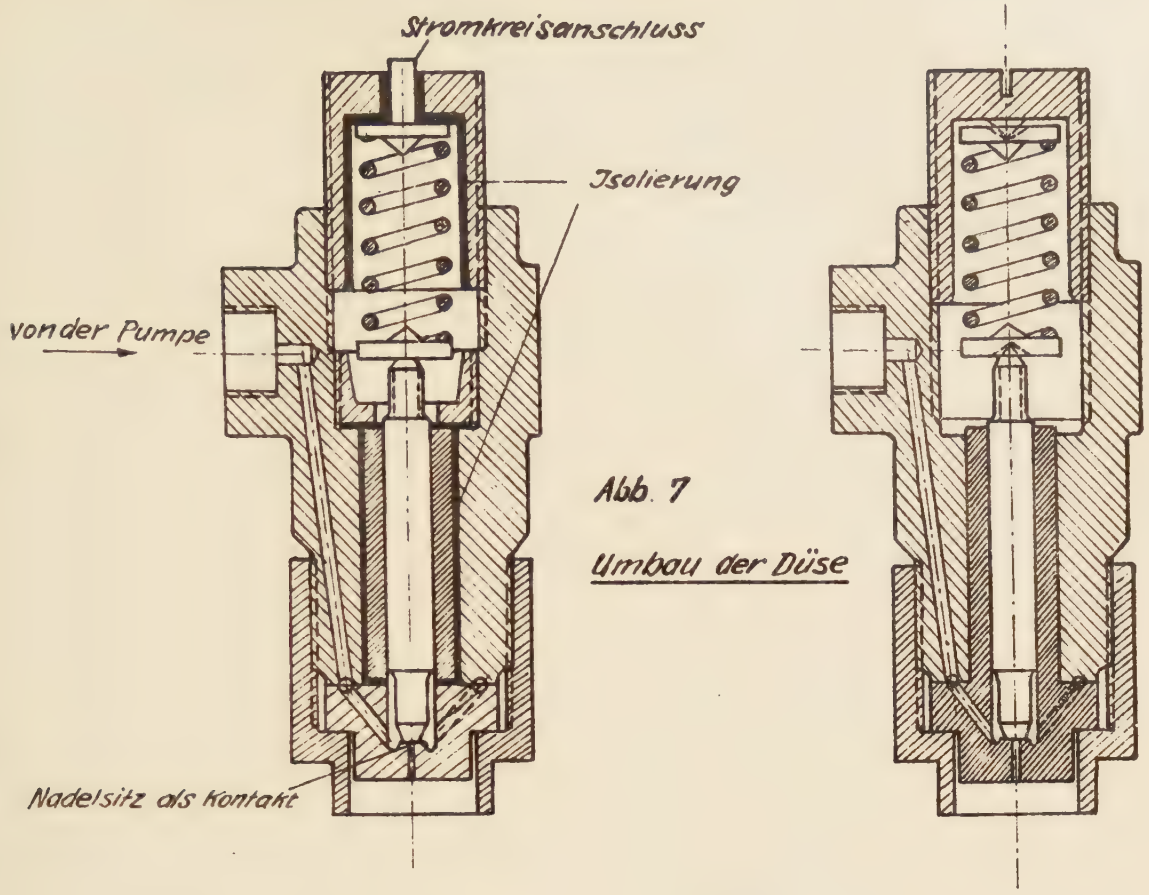


Abb. 7

Umbau der Düse

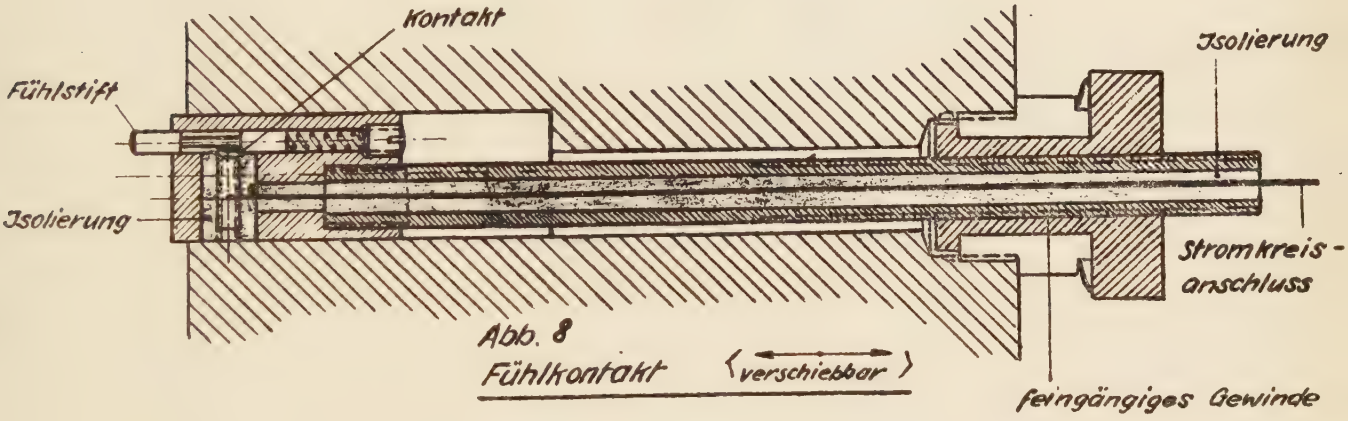


Abb. 8

Fühlkontakt (verschiebbar)

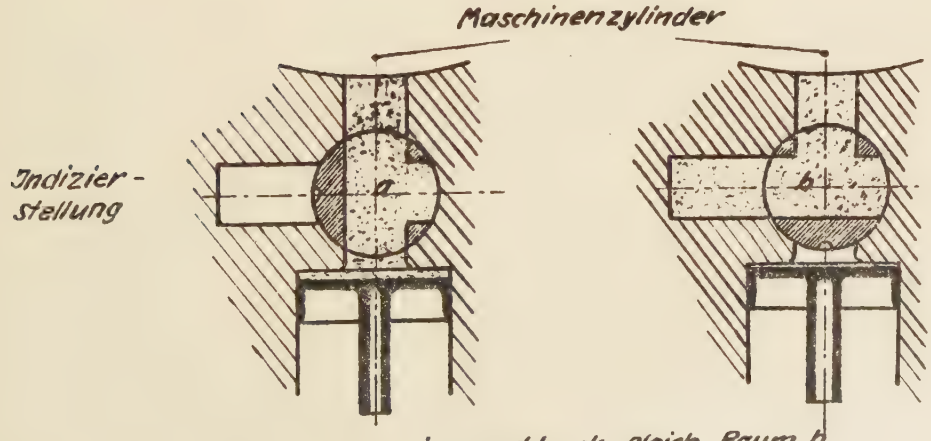


Abb. 9

Ausgleichsraum am Indikator

Raum a bei Kompressionsenddruck gleich Raum b

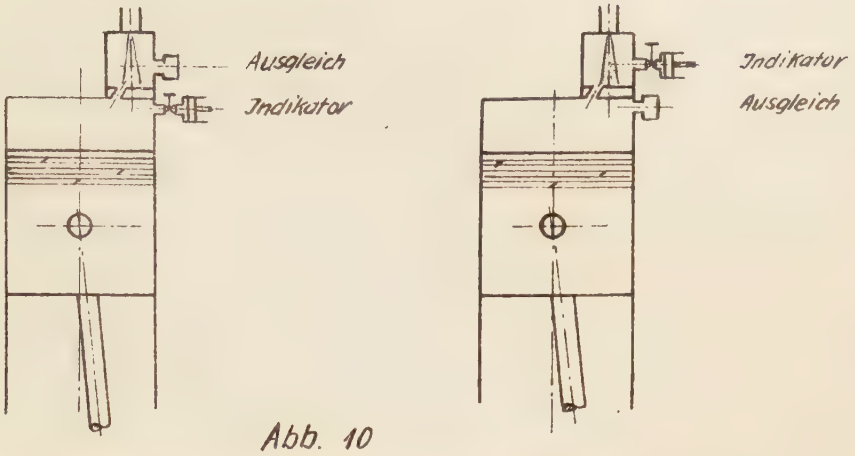


Abb. 10
Vergleichsweises Indizieren von Zylinder und Vorkammer

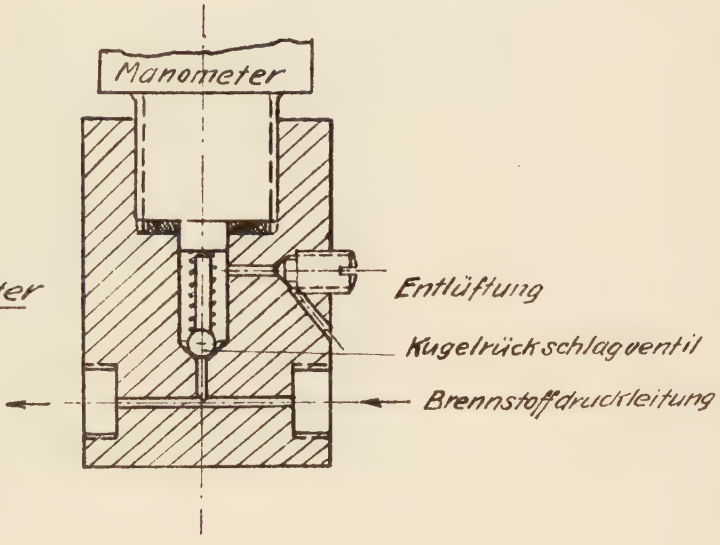


Abb. 11
Höchstdruckmanometer

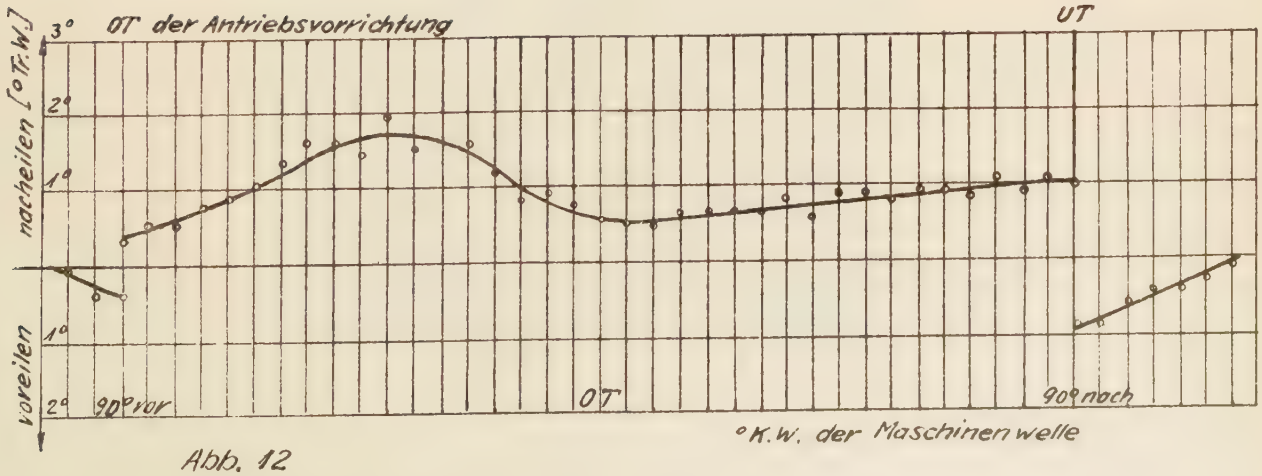
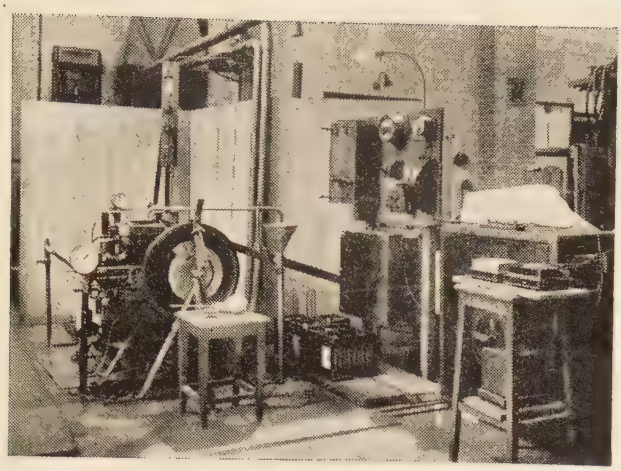
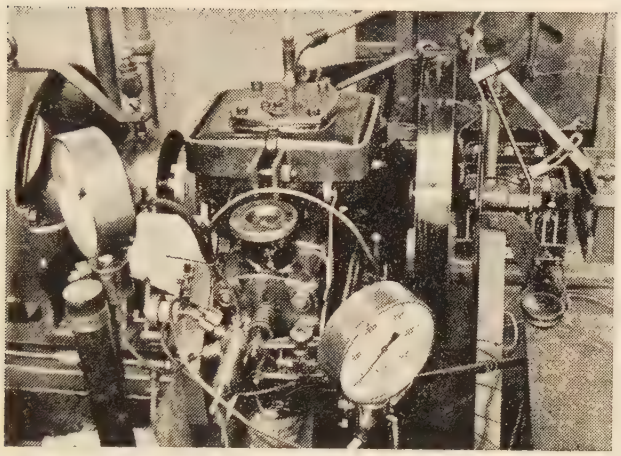


Abb. 12
Trommelversetzung bei n = 1400 U/min
Drehspannung der Trommelfeder 90° vor OT : 0,013 mkg
90° nach OT : 0,027 mkg





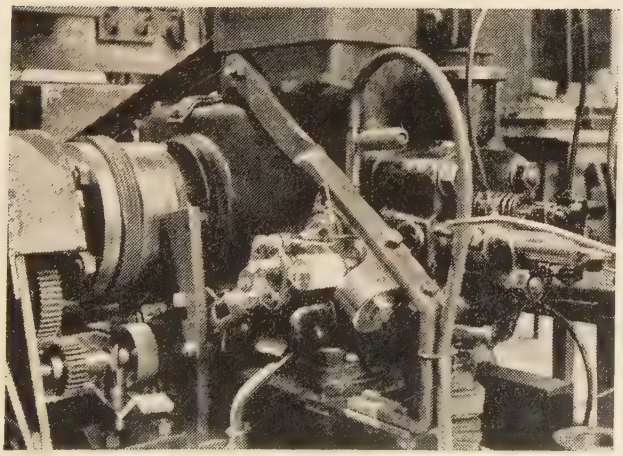


Abb. 16

Eichung der Höchstdruckmanometer.

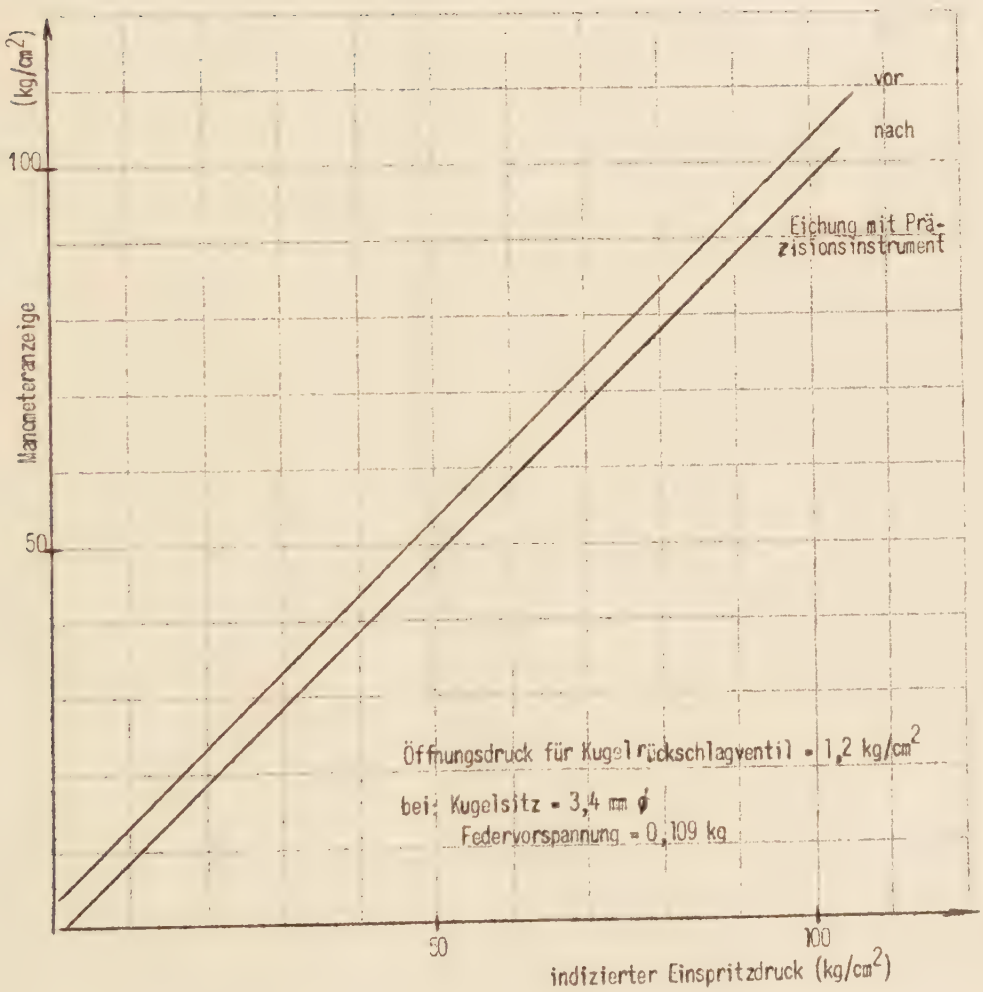


Abb. 17

Generatorwirkungsgrad bei verschiedenen Drehzahlen.

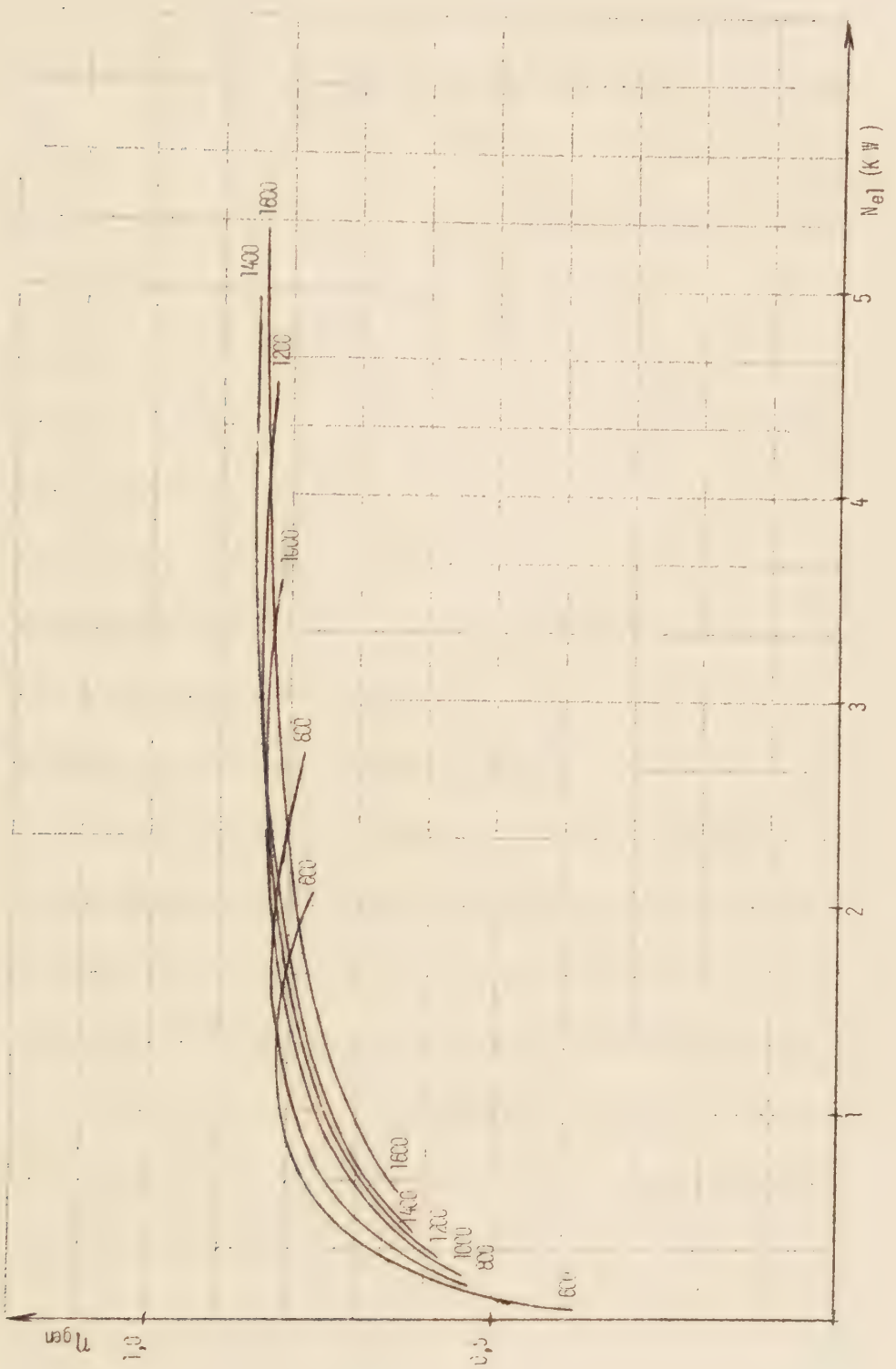


Abb. 13

Diagramme der Versuchsreihe 2.

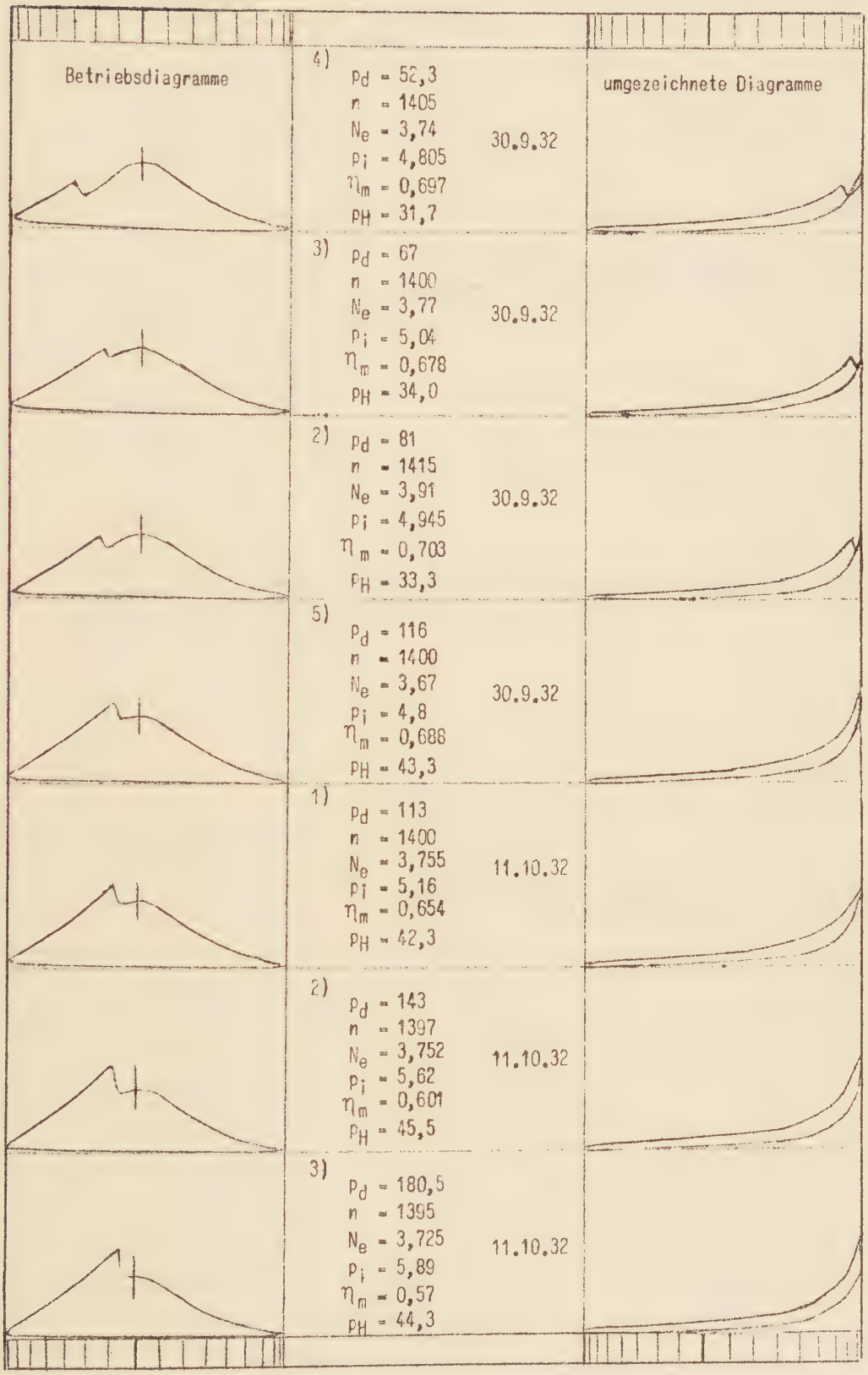


Abb. 19

Mechanischer Wirkungsgrad abhängig vom Zündbeginn.

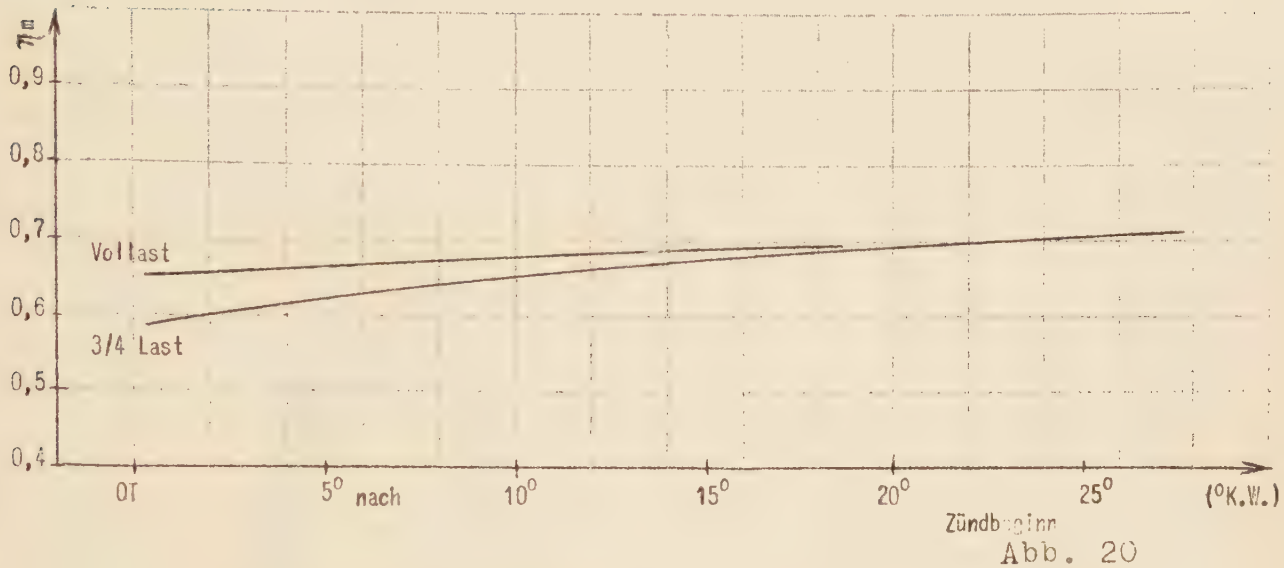


Abb. 20

Verdichtungsenddruck, Verbrennungshöchstdruck und mechanischer Wirkungsgrad abhängig von der Drehzahl bei gleichbleibendem Drehmoment.

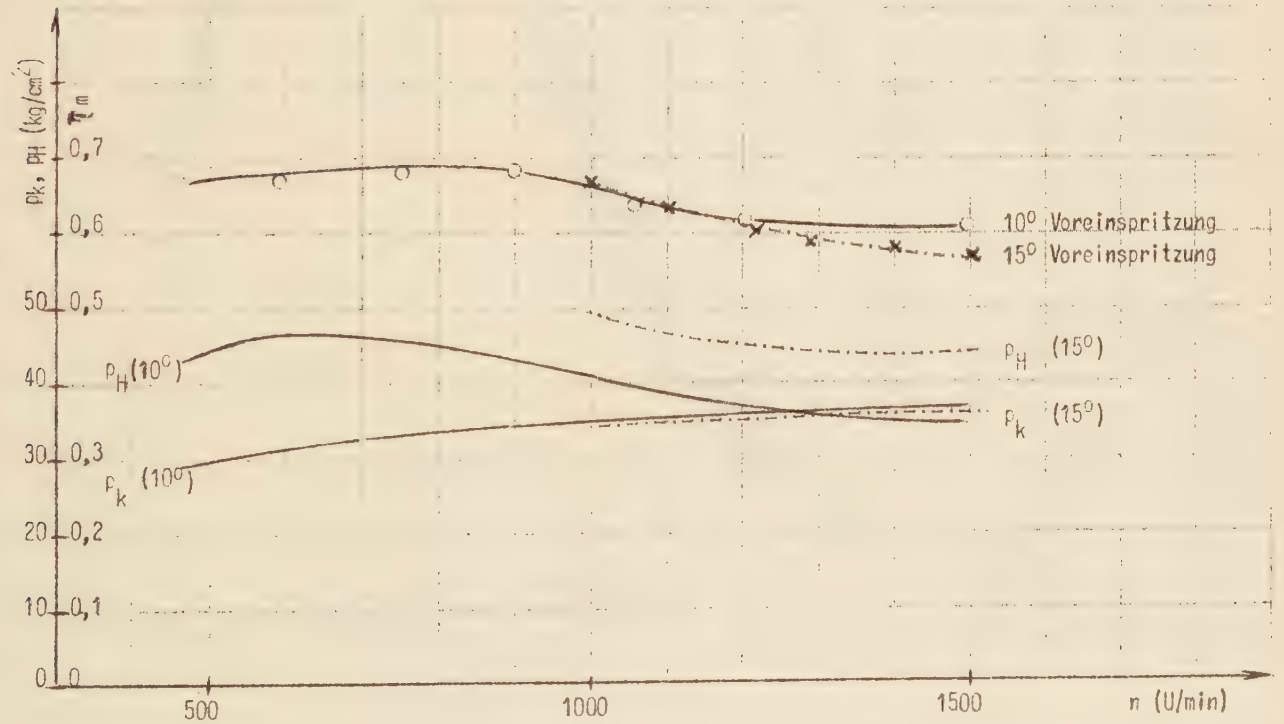
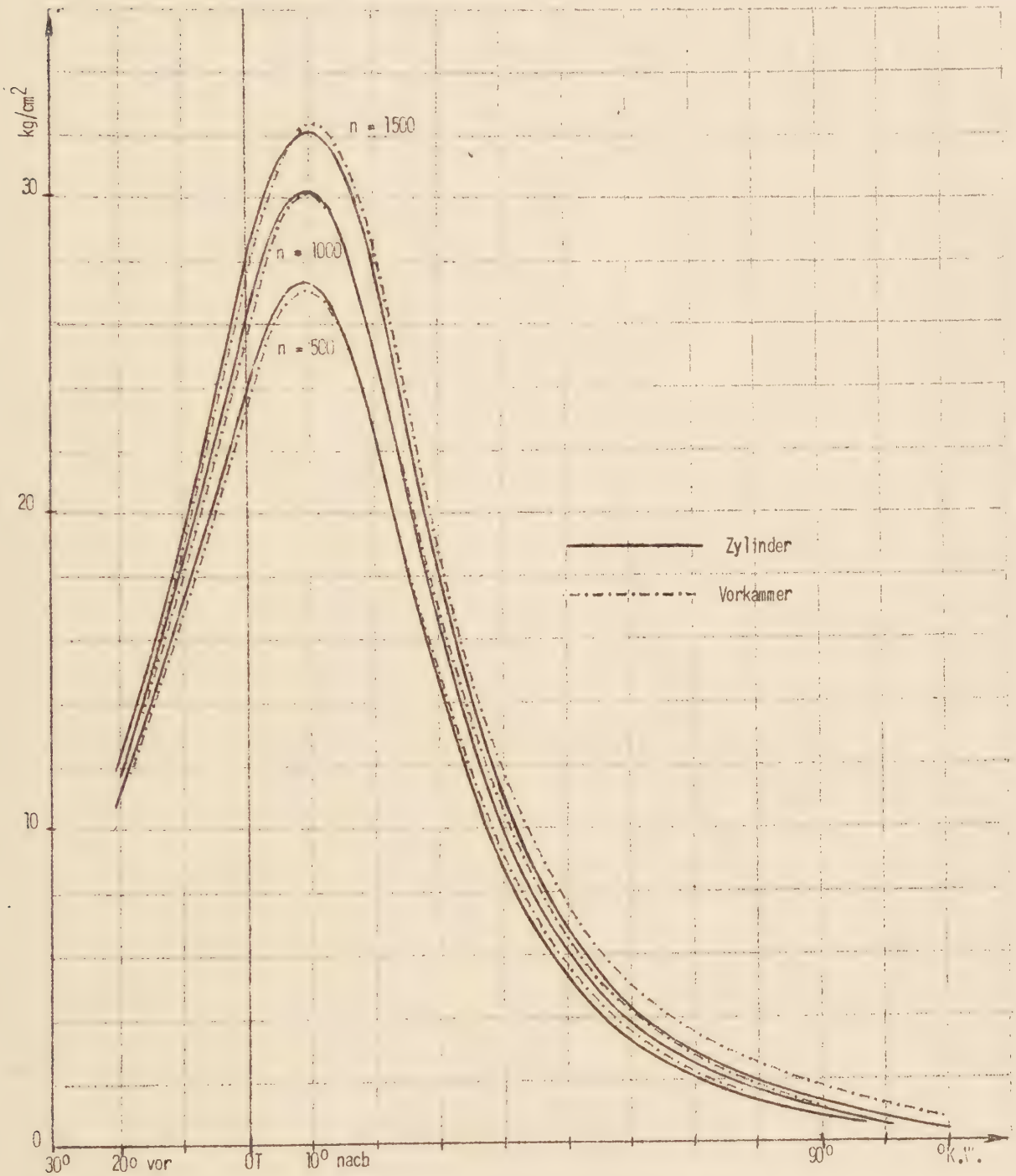


Abb. 21

Kompression und Expansion, ohne Brennstoffeinspritzung, unmittelbar nach Betrieb.



Kompression und Expansion, ohne Brennstoffeinspritzung, kalte Maschine.

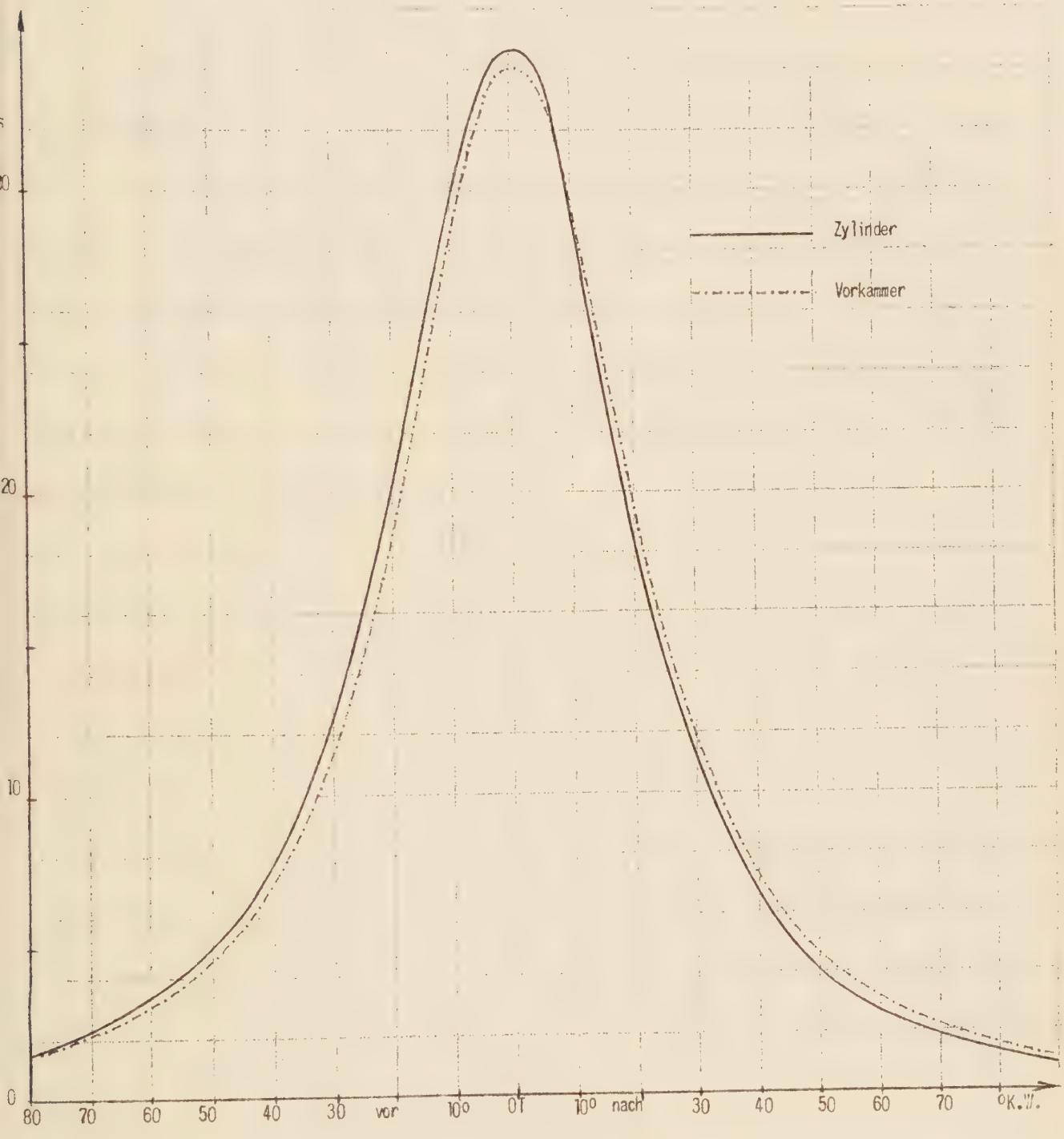


Abb. 23

Druckverlauf in Zylinder (———) und Vorkammer (—·—·—) bei veränderten Einspritzdruck und -zeitpunkt.

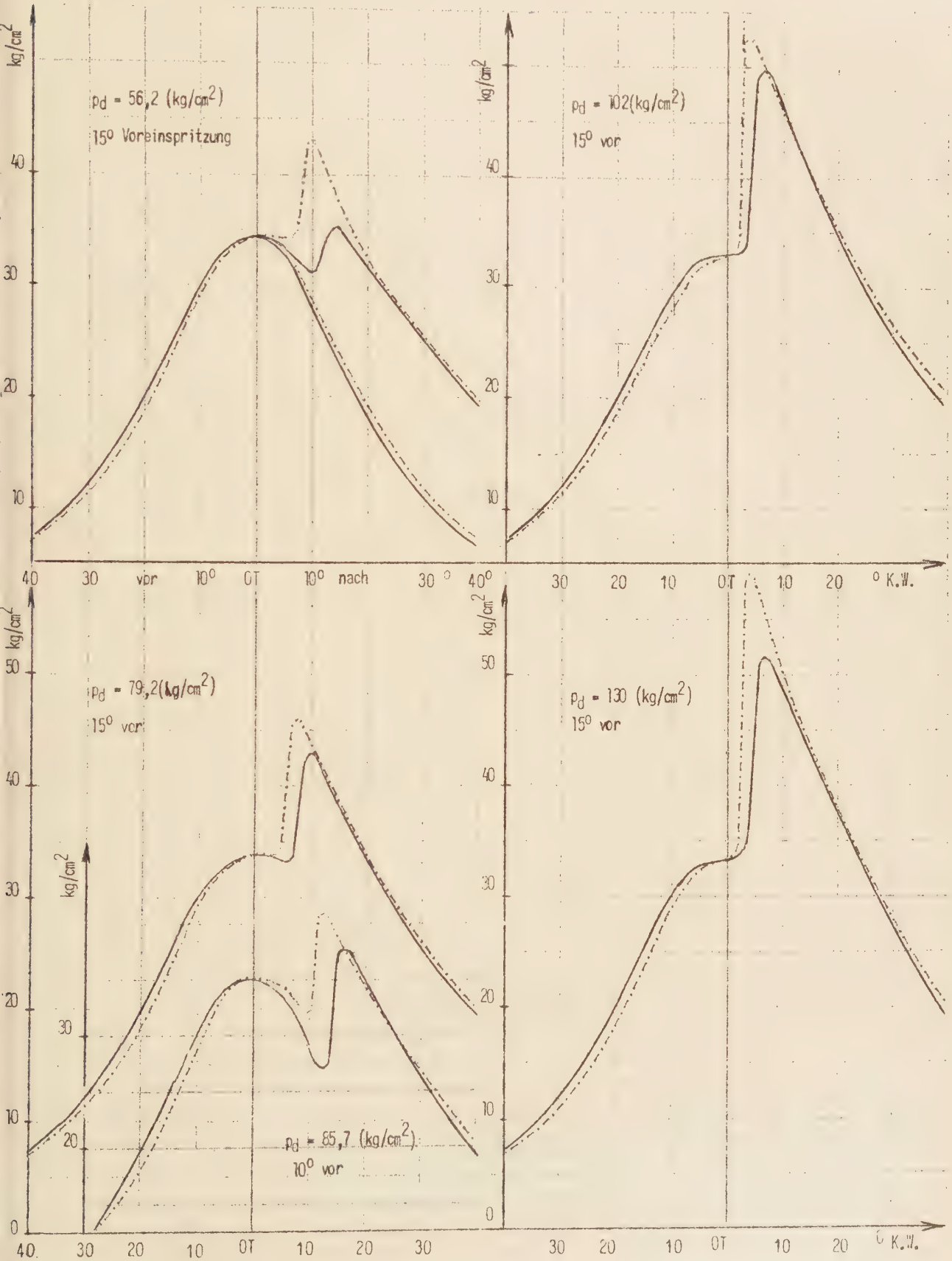


Abb. 24

Luftströmung vom Zylinder nach der Vorkammer beim Verdichtungshub.

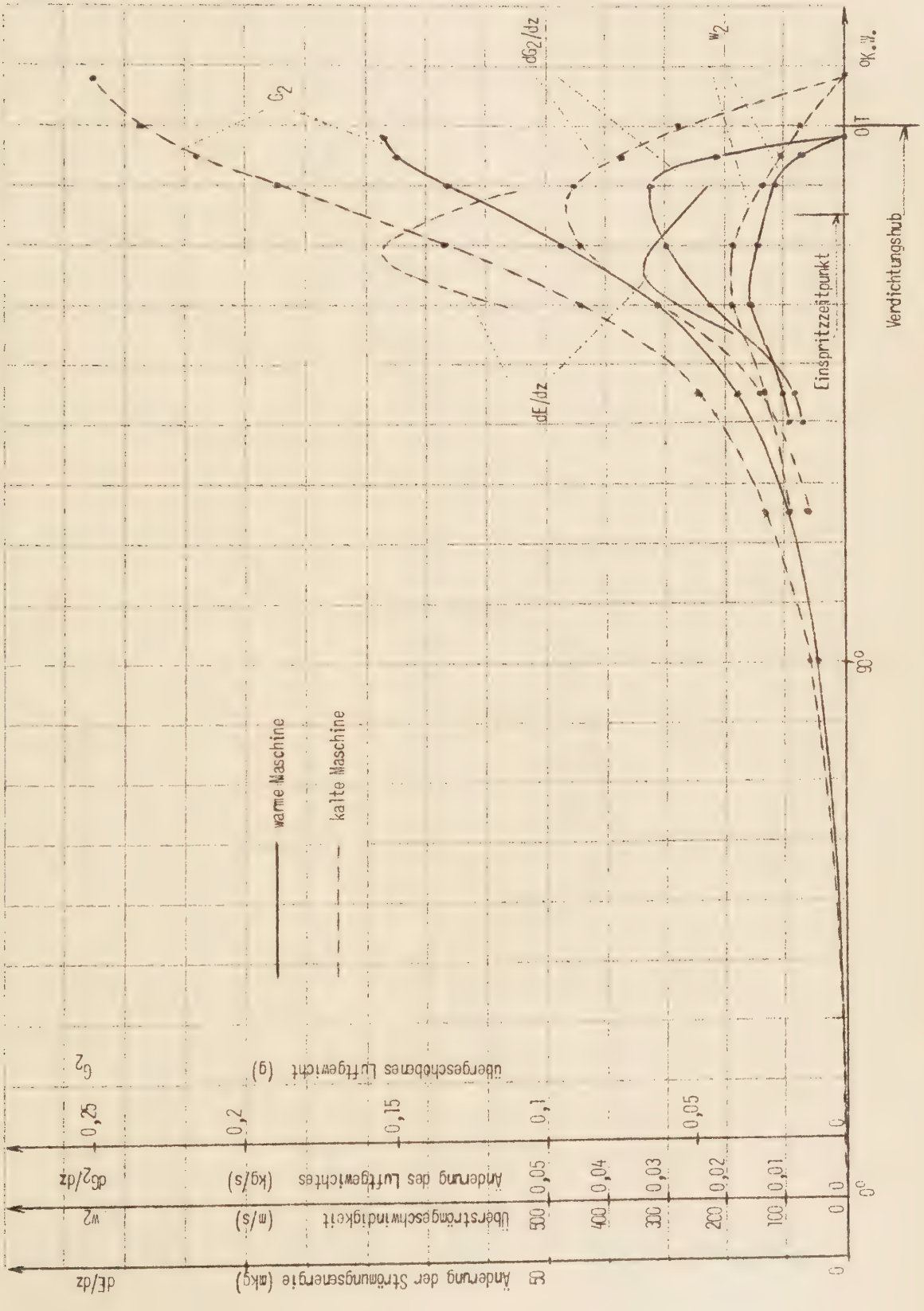


Abb. 25

Temperaturverlauf in Vorkammer (T_z) und Zylinder (T_r), berechnet aus der Indikatoranzeige.

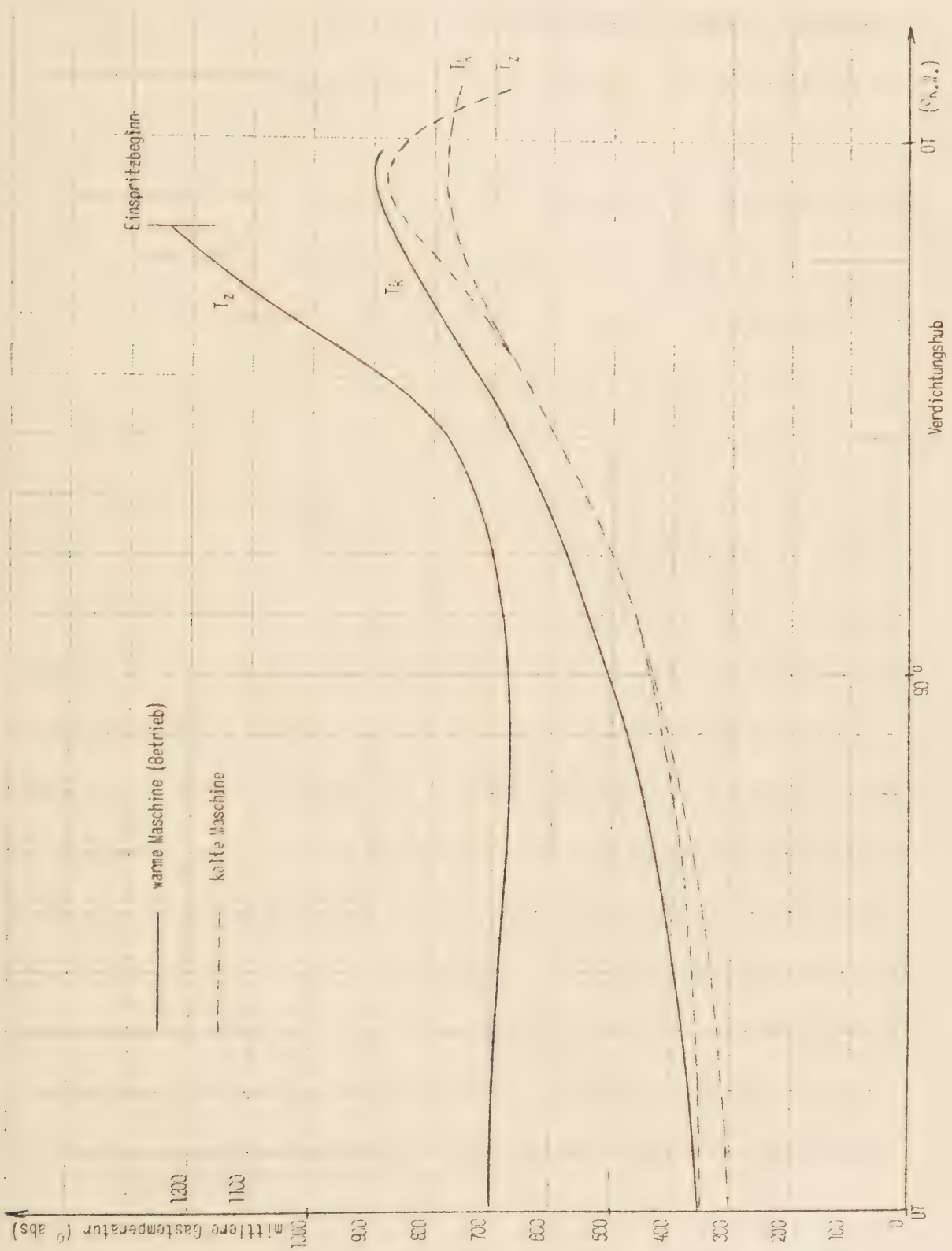


Abb. 27

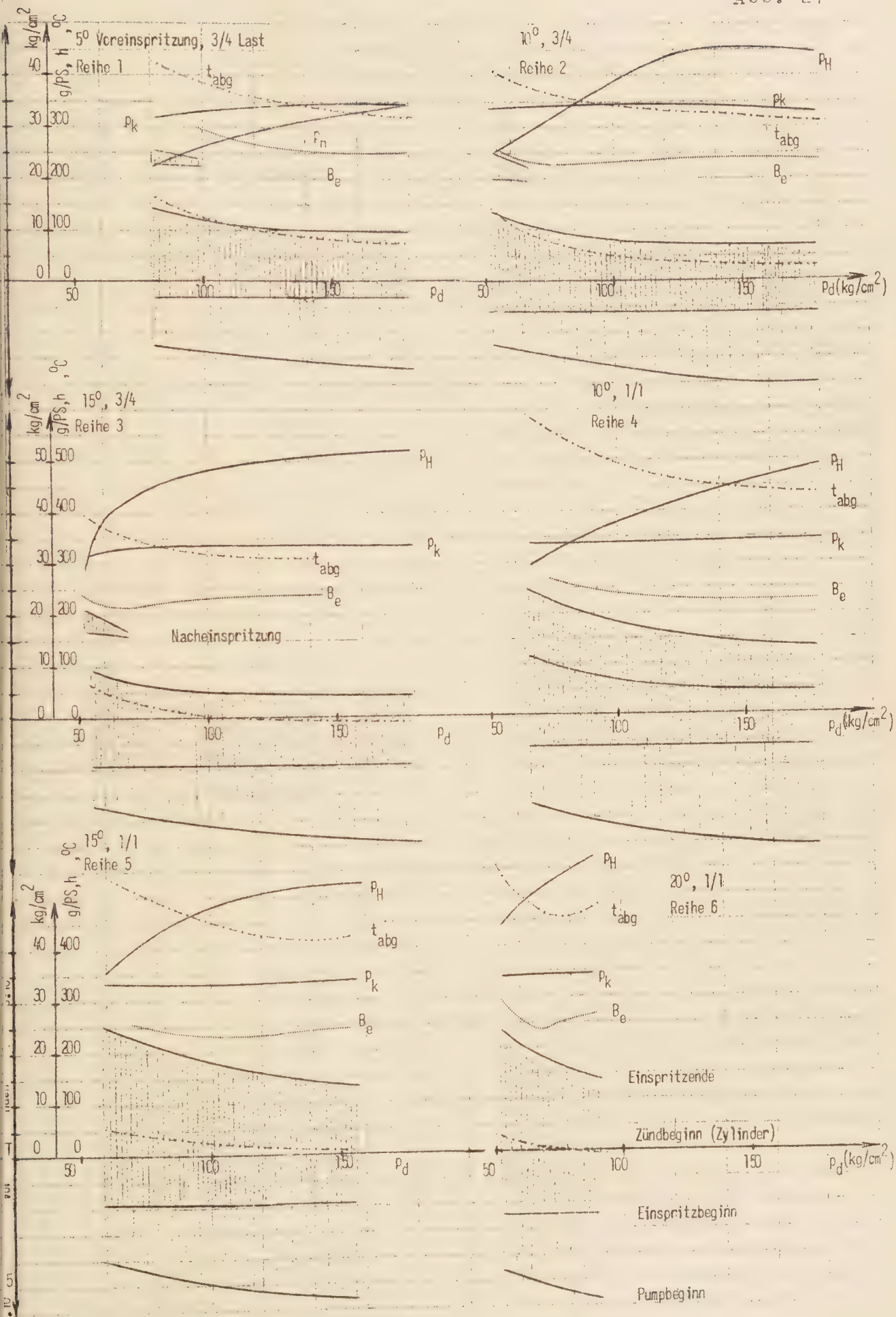

5° Voreinspritzung, 3/4 Last
Reihe 1
10°, 3/4
Reihe 2
15°, 3/4
Reihe 3
10°, 1/1
Reihe 4
15°, 1/1
Reihe 5
20°, 1/1
Reihe 6
kg/cm²
g/PS,h
°C
p_H
p_k
t_{abg}
B_e
p_n
p_d
p_d(kg/cm²)
Nacheinspritzung
Einspritzende
Zündbeginn (Zylinder)
Einspritzbeginn
Pumpbeginn

Abb. 29

Einfluss des Einspritzdruckes.

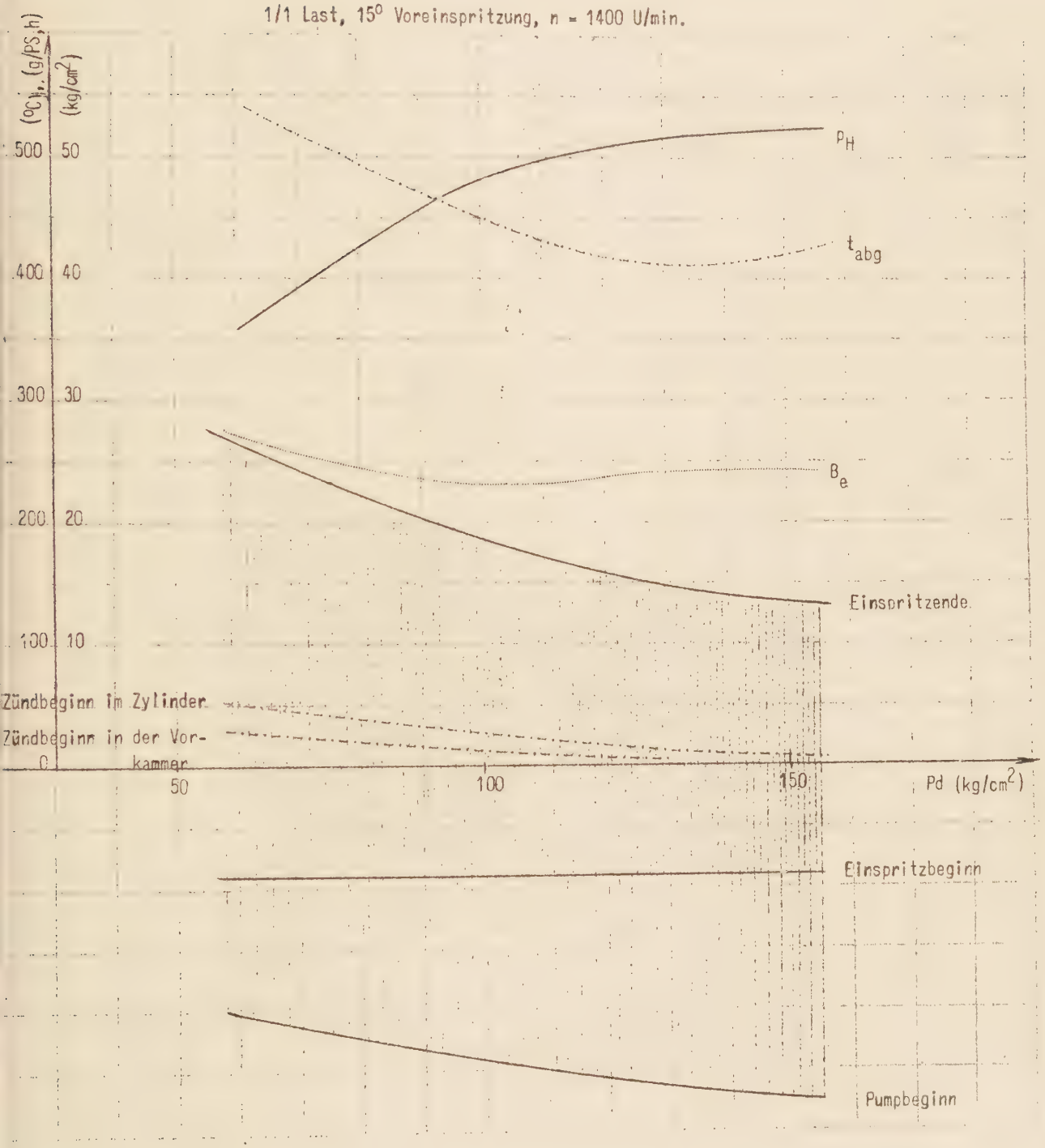


Abb. 30

Einspritzverzüge bei verschiedener Leitungslänge.

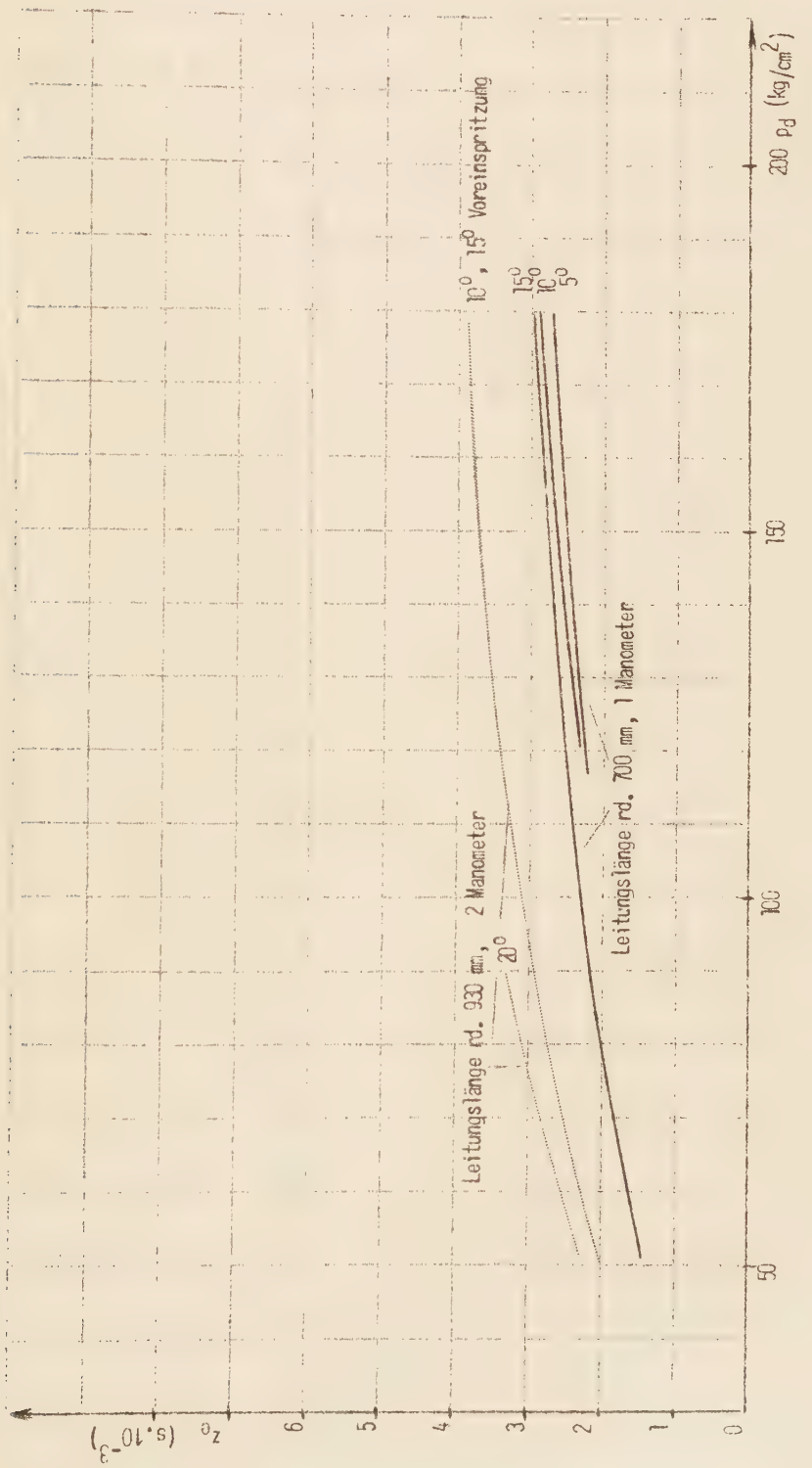


Abb. 31

Drosselverlust durch den Hochdruckfilter der Düse in Abhängigkeit vom Einspritzdruck p_d und Drehzahl.

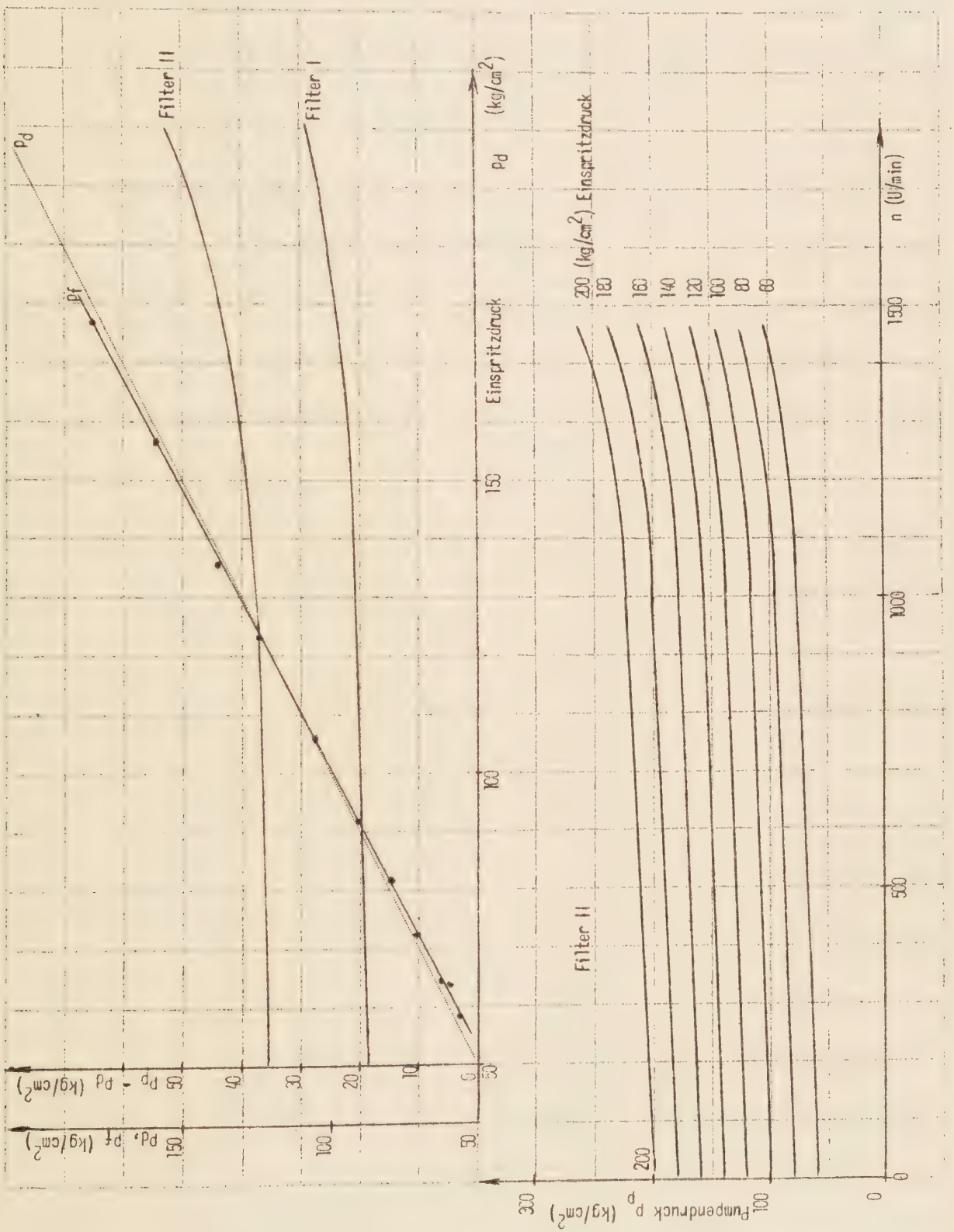
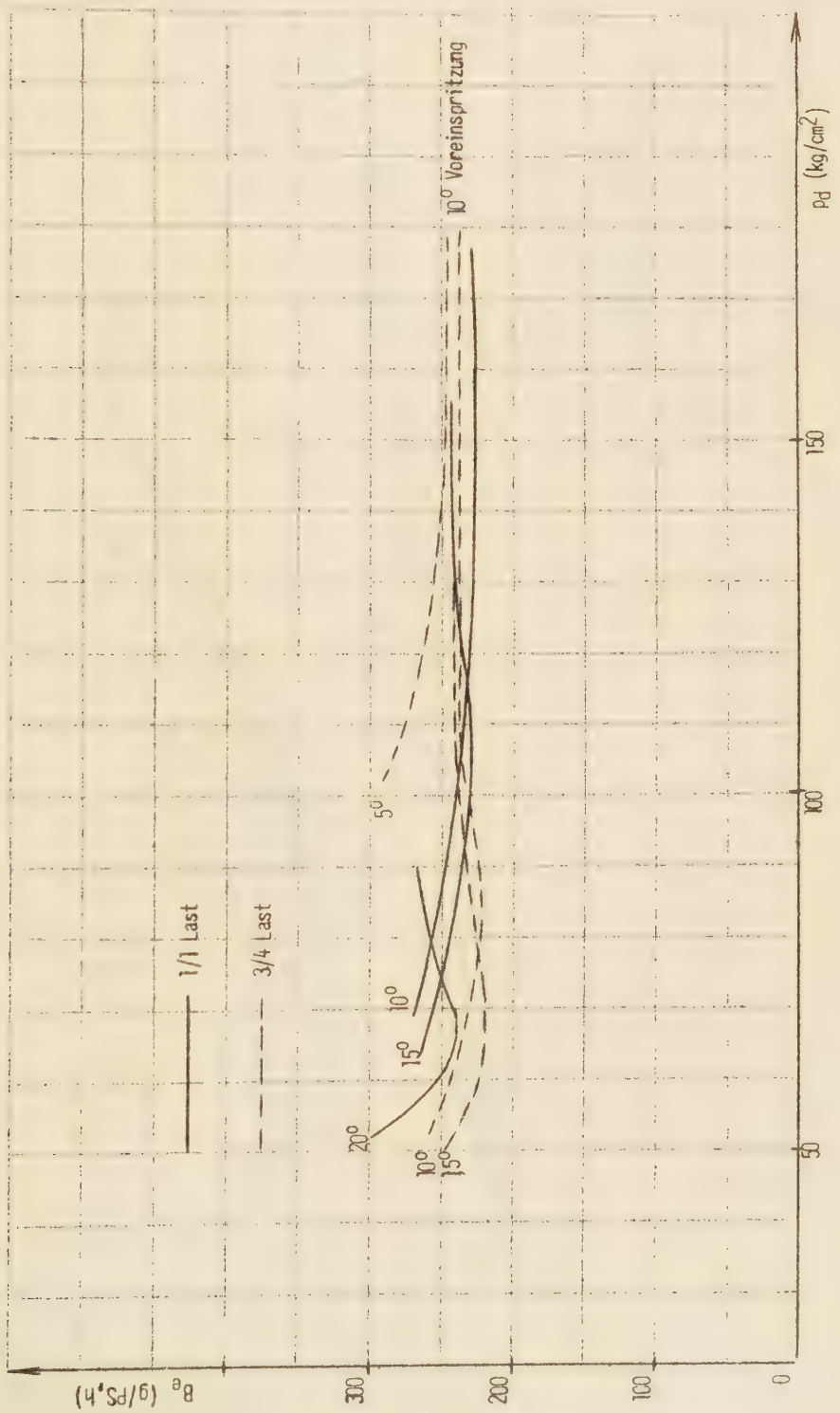


Abb. 32

Spezifischer Brennstoffverbrauch in Abhängigkeit von Einspritzdruck und -zeitpunkt.



Abriss des Lebens- und Bildungsganges des Dipl. Ing.

Hans Herbert Neumann.

Geboren:	27. September 1905 in Kiel
Schulbesuch:	Reform-Realgymnasium zu Kiel, Reifeprüfung April 1924
Prakt. Tätigkeit:	Germania-Werft, Kiel
Studium:	Hannover, Technische Hochschule, Winter-Semester 1924/25 bis Sommersemester 1930, Diplom-Prüfung 17.7.1930
Berufl. Tätigkeit:	Oktober 1930 bis Oktober 1931 wissenschaftlicher Mitarbeiter im Archiv für Polarforschung, Kiel, Oktober 1931 bis April 1934 zunächst als Doktorand, ab Sommersemester 1933 Assistent am Maschinenlaboratorium der T.H. Breslau bei Herrn Prof. Dr. Ing. H. Baer. Mai 1934 Prüfstandsingenieur bei der Rhenania-Ossag Mineralölwerke Aktiengesellschaft, Werk Harburg.